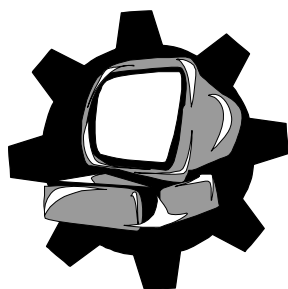


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ
УКРАЇНИ**

ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



Кафедра “ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН”

ДМ- Кпр-02

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ З
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Розділ 2

**“ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ”
(для студентів напрямку «Інженерна механіка» та
«Машинобудування»)**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ
УКРАЇНИ**

ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ З
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Розділ 2

**“ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ”
(для студентів напрямку «Інженерна механіка» та
«Машинобудування»)**

Розглянуто на засіданні кафедри
“Основ проектування машин”
Протокол № 10 від 8.02. 2011 р.

Затверджено на засіданні навчально
– видавничої Ради ДонНТУ
Протокол № 3 від 5.05. 2011 р.

УДК 621.01(71)

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 2 “Проектування зубчастих і черв'ячних передач” (для студентів напрямку «Інженерна механіка» та «Машинобудування»). / Автори: В.П. Блескун, В.Г. Нечепасєв, В.П. Оніщенко, О.М. Гнисько, П.М. Матеко. – Донецьк.: ДонНТУ, 2011.- 60 с.

У методичних вказівках наведена методика проектного і перевірного розрахунків зубчастих (циліндричних і конічних) і черв'ячних передач на згинальну і контактну міцність. Дано рекомендації з вибору матеріалів для зубчастих, черв'ячних коліс і черв'яків, а також їх конструювання.

Посібник може бути використаний при проектуванні нових, а також при оцінці навантажувальної здатності існуючих зубчастих і черв'ячних передач.

Автори:

В. П. Блескун, доц., к.т.н.,
В. Г. Нечепасєв, проф., д.т.н.,
В. П. Оніщенко, проф., д.т.н.,
О. М. Гнисько, доц., к.т.н.,
П. М. Матеко, доц.,

Відповідальний за випуск В. Г. Нечепасєв, проф., д.т.н., зав. каф.
«Основи проектування машин»

© Донецький національний технічний університет, 2011 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧКИ ТА ВИХІДНІ ДАНІ	6
2. ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	8
2.1. Призначення рівня твердості і виду термічної обробки зубчастих коліс	8
2.2. Наближене визначення модуля передачі.....	9
2.3. Вибір матеріалу для зубчастих коліс, визначення допустимих напружень.....	11
2.4. Проектний розрахунок передач на міцність зубців при згині.....	15
2.5. Проектний розрахунок зубчастих передач на контактну міцність зубців.....	21
2.6. Виконання ескізу редуктора. Уточнення конструктивних і кінематичних параметрів передач.....	24
3. ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ.....	25
3.1. Призначення ступеня точності передач.....	25
3.2. Уточнення розрахункового навантаження.....	26
3.3. Перевірний розрахунок зубчастих передач на міцність зубців при згині.....	28
3.4. Перевірний розрахунок зубчастих передач на контактну міцність зубців.....	28
3.5. Перевірка міцності зубців коліс при короткочасних перевантаженнях	29
4. ПРОЕКТНИЙ І ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНКИ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	30
4.1. Вибір матеріалів для виготовлення черв'ячних коліс і черв'яків.....	30
4.2. Визначення допустимих напружень матеріалу черв'ячних коліс.....	31
4.3. Визначення розрахункового навантаження.....	33
4.4. Проектний розрахунок черв'ячної передачі з умови забезпечення контактної міцності зубців колеса.....	34
4.5. Визначення основних розмірів зачеплення.....	35
4.6. Уточнення швидкості ковзання.....	36
4.7. Перевірний розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну міцність.....	36

4.8. Перевірний розрахунок зубців черв'ячного колеса на міцність при згині.....	36
4.9. Перевірка міцності зубців черв'ячного колеса при короткочасних перевантаженнях.....	37
4.10. Тепловий розрахунок редуктора.....	37
5. КОНСТРУЮВАННЯ ЗУБЧАСТИХ, ЧЕРВ'ЯЧНИХ КОЛІС І ЧЕРВ'ЯКІВ.....	38
5.1. Циліндричні і конічні зубчасті колеса.....	38
5.2. Черв'ячні колеса і черв'яки.....	42
6. КОМП'ЮТЕРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ТА ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	43
6.1. Проектний розрахунок циліндричної передачі.....	44
6.2. Перевірний розрахунок циліндричної передачі.....	46
6.3. Проектний розрахунок конічної передачі.....	47
6.4. Проектний розрахунок черв'ячної передачі.....	49
7. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАСТИХ ТА ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	50
7.1. Розрахунок циліндричної косозубої передачі.....	50
7.2. Розрахунок черв'ячної передачі.....	55
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА.....	60

ВСТУП

Зубчаста передача - це механізм, що за допомогою зубчастого зачеплення передає енергію, змінюючи при цьому кутову швидкість, обертальний момент або сам характер руху. При цьому енергія може передаватися між валами з паралельними, перетинаючими і перехресними осями.

Зубчасті передачі з циліндричними колесами передають енергію між паралельними валами і виконуються з прямими, косими або шевронними зубцями. Передача енергії між валами з осями, що перетинаються, здійснюється конічними колесами звичайно з прямими або круговими зубцями, рідше з косими зубцями. Перетворення обертового руху в поступальний або навпаки здійснюється циліндричним колесом і рейкою.

Для валів з осями, що перехрещуються, застосовують зубчасті гвинтові передачі. Черв'ячна передача складається з черв'яка, тобто гвинта з трапецієдною різьбою і черв'ячним колесом, що представляє собою колесо косозубе з зубцями особливої форми. Основна перевага черв'ячних передач – значні передаточні числа – забезпечила застосування їх до 10% від загальної кількості передач зачеплення.

Розміри зубчастих і черв'ячних передач у значній мірі визначають розміри і масу редуктора в цілому, тому забезпечення їхньої працездатності при мінімальній масі і вартості є важливою техніко-економічною задачею. Розрахунок передач на міцність складається з двох етапів: проектний і перевірочний розрахунки. Проектний розрахунок проводиться в умовах неповної інформації про об'єкт і тому має спрощений, наближений характер. У зв'язку з цим після проектного розрахунку обов'язково виконують перевірочний розрахунок передач у повному обсязі, тобто на згинальну і контактну міцність. Перевірочний розрахунок проводиться після визначення розмірів передач, його ціль - визначити розрахункові згинальні і контактні напруження (коефіцієнти запасу міцності) і порівняти їх з допустимими напруженнями (допустимими коефіцієнтами запасу міцності).

Наведені нижче вказівки відносяться до закритих передач і базуються на ДСТ 21354-87, до якого у навчальних цілях внесені деякі спрощення.

У наведених вказівках дається комп'ютерна методика розрахунку передач, яка здійснюється за допомогою програми **APM Trans**, яка є складовою частиною САПР APM Winmachine і призначена для розрахунку зубчастих, черв'ячних, пасових і ланцюгових передач, а також генерації креслень елементів цих передач в автоматичному режимі. Ця методика дає можливість проводити наукові дослідження, пов'язані з розрахунками передач.

Адреса посібника в інтернеті :

<http://mf.donntu.edu.ua./files/opm/metod/dm002.pdf>

1. ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧКИ ТА ВИХІДНІ ДАНІ

Основні умовні позначки, прийняті у посібнику, наведені у табл.1.1.

У наведених формулах параметри мають розмірність згідно табл. 1.1

Усі величини, що відносяться до шестірні (черв'яка) і до зубчастого (черв'ячного) колеса, мають відповідно індекси 1 і 2. Індекси F і H відповідають величинам, що використовуються у розрахунках на згинальну F і контактну H міцність.

Вихідними для розрахунків на міцність передач є дані, що одержані при кінематичному розрахунку приводу.

Таблиця 1.1 - Основні умовні позначення

Умовні позначення	Назва
1	2
$\sigma_{F\limb}, \sigma_{H\limb}$	Границя витривалості при згині і границя контактної витривалості відповідно, [МПа]
$N_{F\limb}, N_{H\limb}$	Базові числа циклів навантажень
N_{FE}, N_{HE}	Еквівалентні числа циклів навантажень при заданій діаграмі навантаження
$[\sigma]_F, [\sigma]_H$	Допустимі напруження при розрахунках зубців передач на згинальну і контактну міцність, [МПа]
σ_F, σ_H	Фактичні напруження при розрахунках зубців передач на згинальну і контактну міцність, [МПа]
T	Обертальний момент, [Н·мм]
$T_{ном}$	Номінальний обертальний момент, [Н·мм]
T_{max}	Максимальний обертальний момент на діаграмі навантаження, [Н·мм]
T_i	Обертальний момент, що відповідає i -ому ступеню діаграми навантаження, [Н·мм]
F_t	Колова (тангенціальна) сила, [Н]
m $m_n, m_t,$ m_e, m_m	Модулі зачеплення, [мм]: прямозубих циліндричних коліс; косозубих циліндричних зубчастих і черв'ячних коліс у нормального і торцевого перерізах; конічних коліс у нормального перерізі відповідно на зовнішньому і середньому додатковому конусі .
d	Діаметр ділильного кола зубчастого (черв'ячного) колеса, [мм]
d_w	Діаметр початкового кола зубчастого колеса, [мм]
d_e, d_m	Зовнішній і середній ділильні діаметри конічних коліс, [мм]

Таблиця 1.1 - Основні умовні позначення. Продовження

1	2
a_w	Міжосьова відстань, [мм]
R_e, R_m	Зовнішня і середня конусна відстань конічних коліс, [мм]
b_w	Ширина колеса, [мм]
β	Кут нахилу зубців циліндричних коліс
$\delta = \delta_1 + \delta_2$ δ_1, δ_2	Кут між осями коліс у конічних передачах Кути ділительних конусів шестірні і колеса в конічній передачі
d_s	Діаметр вала, [мм]
n	Частота обертання, [xv^{-1}] ([об/хв])
ω	Кутова швидкість, [rad/c] ([1/c])
V	Колова швидкість зубчастого колеса на ділительному циліндрі, [м/с]
u	Передаточне число
L_h	Строк роботи передачі за розрахунковий термін служби, [годин]
z_1, z_2	Число зубців шестірні, колеса
z_c	Сумарне число зубців колеса і шестірні
S_F, S_H	Коефіцієнти запасу міцності по згинальним і контактним напруженням відповідно
K_{FL}, K_{HL}	Коефіцієнти довговічності, що враховують підвищення граничних напружень при числі циклів напружень N_{FE}, N_{HE} , менше базових N_{Flimb}, N_{Hlimb}
K	Коефіцієнт навантаження
K_β	Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубця
K_v	Коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження в зачепленні
K_α	Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубцями
K_{FC}	Коефіцієнт, що враховує характер зміни напружень згину в реверсивних і нереверсивних передачах
ε_α	Торцевий коефіцієнт перекриття
Y_F	Коефіцієнт форми зубця, що враховує форму зубця і концентрацію напружень в основі зубця
Y_β	Коефіцієнт, що враховує кут нахилу зубців
q	Коефіцієнт діаметра черв'яка

2. ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

2.1. Призначення рівня твердості і виду термічної обробки зубчастих коліс

При проектуванні коліс зубчастих передач необхідно виконати дві основні умови – забезпечити міцність зубців на згин (виключити їхню поломку) і міцність їх контактної поверхні. Міцність на згин та контактна міцність зростають при підвищенні твердості матеріалу коліс. Найчастіше для їхнього виготовлення застосовують середньовуглецеві або середньовуглецеві низьколеговані сталі типу 45, 40X, 40XH і т. ін. після термообробки (ТО) на потрібну твердість.

У залежності від твердості робочих поверхонь зубців після ТО зубчасті колеса можна умовно розділити на три групи (табл. 2.1) і призначити наближене значення границі витривалості матеріалу.

Таблиця 2.1 - Значення рекомендованої твердості і термічної обробки сталі для зубчастих коліс

Вимоги до габаритів передачі	Область застосування	Термічна обробка	Твердість поверхні зубця	Границя згинальної витривалості σ_{Flimb} , [МПа]
Не жорсткі (перша група)	Редуктори загального призначення в одиничному і дрібносерійному виробництві	Нормалізація	$H=160\dots200$ HB	280...360
		Поліпшення (гартування з високою температурою відпускання)	$H=200\dots320$ HB	360...570
Жорсткі (друга група)	Редуктори загального призначення в серійному і масовому виробництві	Об'ємне гартування	$H=45\dots50$ HRC	500...600
		Гартування СВЧ	$H=50\dots55$ HRC	600...700
Особливо жорсткі (третья група)	Транспортні машини і машини гірничої промисловості	Цементация	$H=56\dots63$ HRC	800...950
		Азотування	$H=55\dots65$ HRC	650...750

Колеса першої групи мають порівняно низьку твердість $H < 350$ HB (ТО – нормалізація або поліпшення) і застосовуються при не жорстких вимогах до габаритів, тоді як колеса другої (ТО - об'ємне гартування або гартування СВЧ – струмом високої частоти) і третьої (ТО - цементация або азотування) груп мають твердість відповідно $H=45\dots55$ HRC і $H=55\dots65$ HRC. (Нагадаємо, що коефіцієнт при перерахуванні твердості дорівнює 10: 350 HB \approx 35 HRC).

У колесах першої групи нарізання зубців виконують після остаточної ТО заготовки. Поверхні зубців цих коліс добре припрацьовуються, у результаті чого похибки, допущені при нарізанні зубців і складанні передач, у початковий період роботи частково усуваються (колеса припрацьовуються).

Висока твердість зубців коліс другої і третьої груп не дозволяє їх нарізати після ТО, тому нарізання зубців роблять на термічно необробленій заготовці, а ТО піддають зубчасті колеса з уже нарізаними зубцями. Для усунення термічних деформацій передбачається звичайно шліфування зубців.

Застосовують наступні види ТО зубчастих коліс.

Гартування. Нагрівання деталі, що виготовлена зі сталі, яка містить більш ніж 0,3% вуглецю, до температури порядку 900°C з наступним швидким охолодженням у воді або оливі. З метою зниження крихкості після гартування деталь піддають відпусканню (тобто повторному нагріванню з повільним охолодженням). Розрізняють об'ємне гартування, коли деталь гартується по всьому об'єму (перерізу) і поверхневе гартування (при модулі $m > 4$ мм), коли гартується тільки поверхневий шар металу, що досягається за рахунок нагрівання струмами високої частоти (СВЧ).

Відпускання. Нагрівання гартованої деталі до визначеної температури. Розрізняють три види відпускань – низьке ($\leq 250^{\circ}\text{C}$), середнє ($250 \dots 450^{\circ}\text{C}$) і високе ($450 \dots 600^{\circ}\text{C}$).

Поліпшення. Гартування заготовки зубчастого колеса з наступним високим відпусканням.

Нормалізація. Нагрівання сталевих деталей до температури порядку 900°C з наступним повільним охолодженням на повітрі. Нормалізація вирівнює структурну неоднорідність сталі і поліпшує її оброблюваність різанням.

Цементация. Тривала витримка зубчастого колеса зі сталі з низьким вмістом вуглецю ($\leq 0,3\%$) при високій температурі в середовищі, насиченому вуглецем, з наступним гартуванням і низьким відпусканням. Значний вміст вуглецю (порядку 1%) у тонкому (до 2 мм) поверхневому шарі зубчастого колеса зумовлює його високу – до $H = 63$ HRC твердість, а отже, високі зносостійкість і контактну міцність. При цьому не гартована, в'язка серцевина зубця забезпечує, як і для зубців, гартованих СВЧ, високу згинальну міцність.

Азотування - насичення поверхневого шару азотом – забезпечує особливо високі твердість ($H = 65$ HRC) і зносостійкість поверхонь зубців. Скривлення форми зубця мінімальне.

2.2. Наближене попереднє визначення модуля передачі

Цей розрахунок проводять для вибору механічних властивостей матеріалу зубчастих коліс, оскільки останні залежать не тільки від марки сталі і режиму ТО, але і від розмірів перерізу шестірні і колеса.

Значення модуля визначають з умови забезпечення згинальної міцності зубців (п.2.4). Наближене значення його визначають при усереднених параметрах для передач (мм):

- прямозубі $m' \geq 0,35 \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]'_F}$;
- косозубі $m'_n \geq 0,28 \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]'_F}$;
- шевронні $m'_n \geq 0,22 \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]'_F}$;
- конічні $m'_{nm} \geq 0,40 \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]'_F}$.

Тут: $T_{ном1}$, [Н·мм] - номінальний обертальний момент на шестірні;
 $[\sigma]'_F$, [МПа] - попереднє значення допустимих напружень при згині.

При наявності діаграми навантаження (рис. 2.1) під номінальним моментом $T_{ном1}$ розуміють найбільший з довгостроково діючих моментів, число циклів змін якого за весь термін служби передачі L_{h1} перевищує $5 \cdot 10^4$, тобто:

$$N_1 = 60 n L_{h1} > 5 \cdot 10^4 .$$

При $N_1 < 5 \cdot 10^4$ враховують наступний ступінь діаграми.

Попередні значення допустимих напружень при згині визначають:

$$[\sigma]'_F = \sigma_{F \lim b} / 2 - \text{для нереверсивних передач};$$

$$[\sigma]'_F = \sigma_{F \lim b} / 3 - \text{для реверсивних передач}.$$

Значення граничних напружень $\sigma_{F \lim b}$ попередньо визначають по

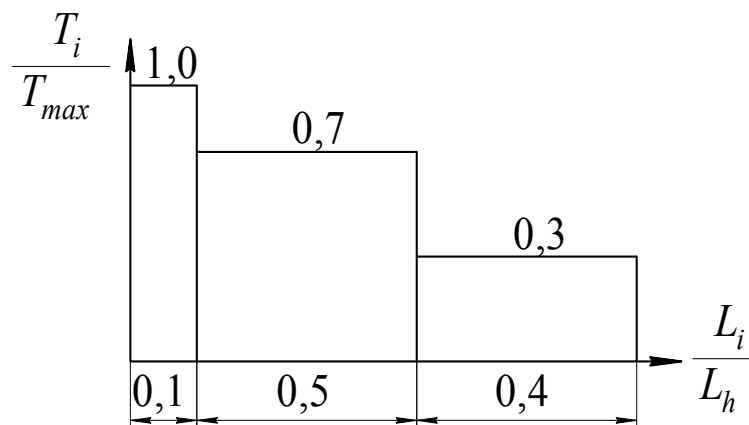


Рисунок 2.1 – Діаграма навантаження приводу машини

призначеному рівню твердості і виду ТО, користуючись табл. 2.1.

Отримане значення модуля передачі (окрім m_{nm}') необхідно округлити до стандартного (табл. 2.4).

2.3. Вибір матеріалу для зубчастих коліс, визначення допустимих напружень

Призначення марок сталей для зубчастих коліс і виду ТО проводиться згідно табл. 2.2 з урахуванням попередньо прийнятих значень граничних напружень $\sigma_{F\lim b}$ (табл. 2.1). При цьому ступінь легування сталі, а також її механічні властивості, вибираються з урахуванням товщини розміру перерізу S зубчастих коліс, що проектується (рис. 2.2).

Марки вуглецевої якісної конструкційної сталі (ДСТ 1050-88) позначаються двома цифрами, що вказують вміст вуглецю в сотих частках відсотка. У позначенні легованої марки сталі (ДСТ 4543-71) наступні літери позначають легуючий елемент (Х – хром, Н – нікель, Т – титан, М – молібден, Г – марганець і т.ін.), а цифри після позначення легуючого елемента відповідають його відсотковому вмістові (цифра відсутня, якщо вміст даного елемента в сталі не більш 1%). Остання літера А в позначенні марки сталі вказує на знижений вміст шкідливих домішок. Литі сталі (ДСТ 977-88) наприкінці позначення мають літеру Л.

Для вибору марки сталі необхідно мати наступну додаткову інформацію.

Вид заготовки колеса:

- при $d_a \leq 600\text{мм}$ - застосовуються штамповані або ковані заготовки;
- при $d_a > 600\text{мм}$ - литі або бандажовані заготовки (рис.2.2, табл.2.7.).

Конструкція шестірень:

- при $d_a / d_e \leq 2$ шестірню виготовляють разом з валом (вал-шестірня);
- при $d_a / d_e > 2$ шестірня виконується відокремлено.

Таблиця 2.2 - Механічні властивості сталей для зубчастих коліс

Марка сталі	Вид термообробки	Розмір перерізу S , мм.	Твердість		Границя міцності σ_b , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Границя контактної витривалості σ_{Hlim} , МПа	Границя згинальної витривалості σ_{Flim} , МПа
			Поверхні, HRC	Серцевини, HB				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
40	Поліпшення	До 20	-	239...280	920	760	590	465
		20...40	-	200...240	770	560	510	395
		40...60	-	189...217	700	520	490	365
40	Об'ємне гартування з відпусканням	До 20	40...45	-	1400	1250	910	500
	Гартування СВЧ	Будь-який	45...50	160...200	550	450	1000	600
45	Поліпшення	До 20	-	260...300	1000	820	630	500
		20...40	-	220...260	860	600	550	430
		40...60	-	200...240	800	560	510	395
45	Об'ємне гартування з відпусканням	До 20	43...48	-	1570	1500	970	500
	Гартування СВЧ	Будь-який	48...53	170...210	700	480	1050	600
40X	Поліпшення	До 40	-	300...345	1100	900	710	580
		40...60	-	265...315	1000	800	650	520
		60...100	-	250...280	900	750	600	480
40X	Об'ємне гартування з відпусканням	До 40	45...50	-	1600	1400	1000	550
	Гартування СВЧ	Будь-який	45...50	220...260	870	700	1000	700
40XH	Поліпшення	До 70	-	280...320	1050	900	670	540
		70...150	-	250...290	900	700	610	485
		До 70	48...54	-	1700	1500	1050	550
40XH	Об'ємне гартування з відпусканням	До 70	48...54	-	1700	1500	1050	550
	Гартування СВЧ	Будь-який	48...54	220...280	880	760	1060	700
40XФА	Об'ємне гартування з відпусканням	До 40	40...50	-	1600	1300	1000	550
18ХГТ	Цементация	До 60	58...62	≥ 241	1000	800	1380	950
12ХН3А	Цементация	До 100	58...62	255	850	-	1380	820
38Х2МЮА	Азотування	-	60...65	240...300	1000	800	1050	700
50Л	Нормалізація	-	-	160...210	600	400	440	330
35ХГСЛ	Поліпшення	До 300	-	220...260	850	550	550	430

Розмір перерізу заготовки S , що визначає необхідну прогартованість сталей (рис. 2.2).

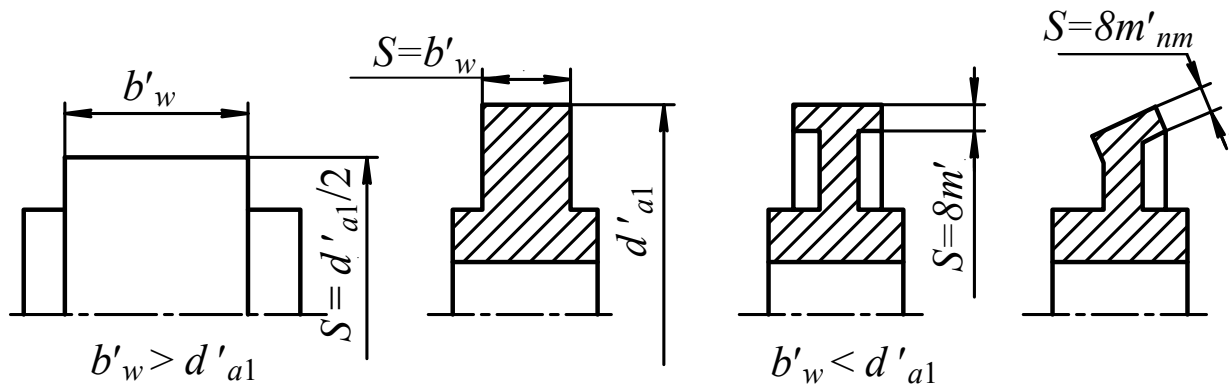


Рисунок 2.2 – До визначення розміру перерізу заготовки

Діаметри кіл вершин зубців відповідно шестірні і колеса для циліндричних прямозубих передач попередньо визначають:

$$d'_{a1} = m'(z'_1 + 2); \quad d'_{a2} = m'(z'_2 + 2); \quad z'_1 = 20; \quad z'_2 = z'_1 \cdot u.$$

Для циліндричних косозубих і шевронних, а також конічних передач ці діаметри попередньо можна прийняти такими ж.

Ширину шестірні і колеса приймають з інтервалу для передач:

- прямозуба – $b'_w = (8 \dots 12) \cdot m'$;
- косозуба – $b'_w = (12 \dots 15) m'_n$;
- шевронна – $b'_w = (20 \dots 30) m'_n$;
- конічна – $b'_w = (6 \dots 12) m'_{nm}$.

Наближене значення діаметра вала:

$$d_v \geq 3 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_{кр}}}, \quad [мм], \quad (2.1)$$

де T – обертальний момент на валу, $[Н мм]$;

$[\tau]_{кр}$ - допустимі напруження при крученні. Попередньо можна прийняти $[\tau]_{кр} = 15 \dots 25 МПа$.

Відносна вартість матеріалу:

- сталі вуглецеві якісні типу 40, 45 (ДСТ 1050-88) - 1,0;
- сталі леговані конструкційні типу 20Х, 40Х (ДСТ 4543-71) - 1,25;
- сталі леговані конструкційні типу 40ХН, 18ХГТ (ДСТ 4543-71) - 1,5;
- сталі леговані конструкційні типу 12ХН3А, 38Х2МЮА (ДСТ4543-71) - 2,0.

Допустимі напруження при розрахунку на згинальну міцність визначають:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim b}}{[S]_F} K_{FC} K_{FL}, \quad (2.2)$$

де $\sigma_{F \lim b}$ - границя згинальної витривалості (табл. 2.2);

K_{FC} - коефіцієнт, що враховує характер зміни напружень згину в реверсивних і неревверсивних передачах. Для реверсивних - $K_{FC} = 0,7$, для неревверсивних - $K_{FC} = 1,0$;

$[S]_F$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності по згинальним напруженням. $[S]_F = 1,6$ – при ТО цементация і нітроцементация, $[S]_F = 1,7$ – при інших видах ТО;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, що враховує підвищення граничних напружень при числі циклів навантаження менших базового.

$$K_{FL} = q \sqrt[q]{\frac{N_{F \lim b}}{N_{FE}}} \geq 1, \quad (2.3)$$

де $q = 6$ – для зубчастих коліс з однорідною структурою матеріалу (ТО – нормалізація, поліпшення) і зубчастих коліс зі шліфованою перехідною поверхнею зубця, незалежно від твердості і ТО їхніх зубців;

$q = 9$ – для зубчастих коліс з поверхневим зміцненням (ТО – гартування СВЧ, цементация і т. ін.) і не шліфованою поверхнею;

$N_{F \lim b} = 4 \cdot 10^6$ – базове число циклів навантажень;

N_{FE} - еквівалентне число циклів навантажень.

$$N_{FE} = 60 n L_h K_{FE}; \quad (2.4)$$

де n – частота обертання, $[xv^{-1}]$;

L_h - строк служби, $[годин]$;

K_{FE} - коефіцієнт еквівалентності навантаження.

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^q t_i, \quad (2.5)$$

де $t_i = \frac{L_i}{L_h}$ - відносний час дії моменту T_i за розрахунковий термін служби

L_h (рис. 2.1), L_i - термін роботи передачі при обертальному моменті T_i .

При $N_{FE} > N_{F\lim}$ приймають $K_{FL} = 1$.

Допустимі напруження при розрахунку на контактну міцність визначають

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim b} K_{HL}}{[S]_H}, \quad (2.6)$$

де $\sigma_{H\lim b}$ - границя контактної витривалості (табл. 2.2);

$[S]_H$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності по контактним напруженням. $[S]_H = 1,1$ - для зубчастих коліс з однорідною структурою матеріалу (ТО - нормалізація, поліпшення, об'ємне гартування з відпусканням); $[S]_H = 1,2$ - для зубчастих коліс з поверхневим зміцненням (ТО - гартування СВЧ, цементація, азотування);

K_{HL} - коефіцієнт довговічності, що враховує підвищення граничних напружень при числі циклів навантаження, менших базового.

$$K_{HL} = 6 \sqrt{\frac{N_{H\lim b}}{N_{HE}}} \geq 1, \quad (2.7)$$

де $N_{H\lim b}$ - базове число циклів навантажень (див. нижче);

N_{HE} - еквівалентне число циклів навантажень.

$$N_{HE} = 60 n L_h K_{HE}. \quad (2.8)$$

де K_{HE} - коефіцієнт еквівалентності навантаження.

За аналогією з розрахунком на згин

$$K_{HE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 t_i. \quad (2.9)$$

Базове число циклів навантажень можна приймати: при твердості поверхонь зубчастих коліс $H=200...350$ НВ - $N_{H\lim b} = (10...40) \cdot 10^6$, а при твердості $H = 40...60$ HRC - $N_{H\lim b} = (40...100) \cdot 10^6$.

При $N_{HE} > N_{H\lim}$, приймають $K_{HL} = 1$.

2.4. Проектний розрахунок передач на міцність зубців при згині

Цей розрахунок виконується для коліс із твердістю робочих поверхонь зубців $H > 350$ НВ.

Мінімальне значення модуля зачеплення, при якому забезпечується згинальна міцність зубців, визначається [мм]

- для циліндричних прямозубих передач

$$m \geq 3 \sqrt{\frac{2 Y_F K T_{ном}}{\Psi_m z [\sigma]_F}}; \quad (2.10)$$

- для циліндричних косозубих і шевронних передач

$$m_n \geq 3 \sqrt{\frac{2 Y_F Y_\beta Y_\varepsilon K T_{ном} \cos \beta}{\Psi_m z [\sigma]_F}}; \quad (2.11)$$

- для конічних передач

$$m_{nm} \geq 3 \sqrt{\frac{2 Y_F K T_{ном}}{v_F \Psi_m z [\sigma]_F}}. \quad (2.12)$$

У наведені формули підставляють значення $T_{ном}$ [Н·мм], $[\sigma]_F$ [МПа], z , Y_F менш міцного елемента (шестірні або колеса), у якого відношення $[\sigma]_F / Y_F$ менше.

Для прямозубих циліндричних коліс Y_F вибирають з табл. 2.3 у залежності від числа зубців. Для косозубих, шевронних і конічних коліс Y_F вибирають з тієї ж таблиці, але по еквівалентному числу зубців z_v :

- для косозубих і шевронних передач

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta};$$

- для конічних передач

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta \cos \delta}.$$

Число зубців шестірні призначають в залежності від типу передачі:

- прямозуба $z_1 \geq 18$;

- косозуба $z_1 \geq 17$;

- шевронна $z_1 \geq 15$;

- конічна $z_1 \geq 20$.

Відповідно число зубців колеса визначають по формулі

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

Числа зубців шестірні і колеса повинні бути цілими числами.

Таблиця 2.3- Коефіцієнт Y_F , що враховує форму зубців і концентрацію напружень

z, z_v	Коефіцієнт зміщення вихідного контуру			
	-0,2	0	+0,2	+0,5
16	-	4,47	3,99	3,57
17	-	4,30	3,97	3,58
20	-	4,12	3,90	3,59
25	4,39	3,96	3,81	3,60
30	4,14	3,85	3,75	3,61
40	3,90	3,75	3,68	3,62
50	3,83	3,73	3,66	3,62
60	3,82	3,73	3,68	3,63
80	3,81	3,74	-	-
100	3,80	3,75	-	-

Кут нахилу зубця для передач (рекомендовані значення):

- циліндричних косозубих $\beta = 8 \dots 15^\circ$;
- шевронних $\beta = 25 \dots 40^\circ$;
- конічних з косим зубом $\beta = 20 \dots 30^\circ$;
- конічних з круговим зубом $\beta = 35^\circ$.

Для конічних передач (рис. 2.3) $\delta_1 = \arctg \frac{1}{u}$, $\delta_2 = \arctg(u)$.

Коефіцієнт навантаження попередньо приймають $K = 1,3 \dots 1,5$ з наступним уточненням (п.3.2).

Коефіцієнт ширини колеса $\psi_m = b / m_n$ вибирають з інтервалу в залежності від типу передач:

- прямозуба $\psi_m = 8 \dots 12$;
- косозуба $\psi_m = 12 \dots 15$;
- шевронна $\psi_m = 20 \dots 30$;
- конічна $\psi_m = 6 \dots 12$.

Коефіцієнт, що враховує кут нахилу зубців

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}.$$

Коефіцієнт, що враховує участь у зачепленні одночасно декількох пар зубців

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1,1}{\varepsilon_{\alpha}}, \quad (2.13)$$

де ε_{α} - торцевий коефіцієнт перекриття.

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (2.14)$$

Тут знак "плюс" – для зовнішнього, знак "мінус" – для внутрішнього зачеплення.

Коефіцієнт v_F , що враховує зниження вантажної спроможності по згинальним напруженням конічної передачі у порівнянні з циліндричною прямозубою приймають для конічних прямозубих колес $v_F = 0,85$, а для колес з непрямыми зубцями:

- $v_F = 0,94 + 0,08 u$ (при твердості $H \leq 350$ HB);
- $v_F = 0,65 + 0,11 u$ (при твердості $H \geq 45$ HRC).

Обчислене значення модуля потрібно погодити з ДСТ 9563–80 (табл.2.4), прийнявши найближче більше значення.

Таблиця 2.4 - Стандартні значення модуля m , [мм], ДСТ 9563-80

1-й ряд	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0
2-й ряд	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0	

У конічних передачах погоджувати з ДСТ 9563–80 потрібно зовнішній коловий модуль m_{te} , що визначається через середній модуль m_{nm}

$$m_{te} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta} \left(1 + \frac{\Psi_m \sin \delta_1}{z_1} \right). \quad (2.15)$$

Після одержання стандартного модуля для косозубих і шевронних передач визначають міжосьову відстань

$$a_w = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}. \quad (2.16)$$

Отримане значення округляють до найближчого числа з ряду $Ra40$ ДСТ6636-69 (табл. 2.5), а в редукторах, що серійно випускаються - до стандартної міжосьової відстані (табл. 2.6) і по ньому уточнюють фактичний кут нахилу зубців $\beta_{факт}$

$$\beta_{\text{факт}} = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 a_w}. \quad (2.17)$$

У тих випадках, коли міжосьову відстань потрібно округлити для прямозубих передач, необхідно підібрати належні числа зубців, або призначити нарізання зі зміщенням вихідного контуру.

Таблиця 2.5 - Нормальні лінійні розміри ряду *Ra40* (ДСТ 6636-69), мм

12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280, 300, 320, 340, 360, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000
--

Таблиця 2.6 - Стандартні міжосьові відстані a_w (ДСТ 2185-66), мм

1-й ряд	40	50	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
2-й ряд					140	180	225	280	355	450	560	710	900	1120	1400	1800

Основні розміри коліс передач (рис.2.3) визначають по формулам, що наведені у табл. 2.7.

Для циліндричних передач висота зубця

$$h = 2,25 m_n.$$

Для конічних передач додатково до табл. 2.7 варто визначити:

- висоту зубця на торці додаткового конуса

$$h_e = 2 m_{te} (\cos \beta + 0,1);$$

- висоту голівки і ніжки зубців на торці додаткового конуса

$$h_{ae_1} = m_{te}; \quad h_{ae_2} = m_{te} (2 \cos \beta - 1),$$

$$h_{fe_1} = h_e - h_{ae_1}; \quad h_{fe_2} = h_e - h_{ae_2};$$

- кути голівки і ніжки зубців

$$\theta_a = \arctg \frac{h_{ae}}{R_e}, \quad \theta_f = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e};$$

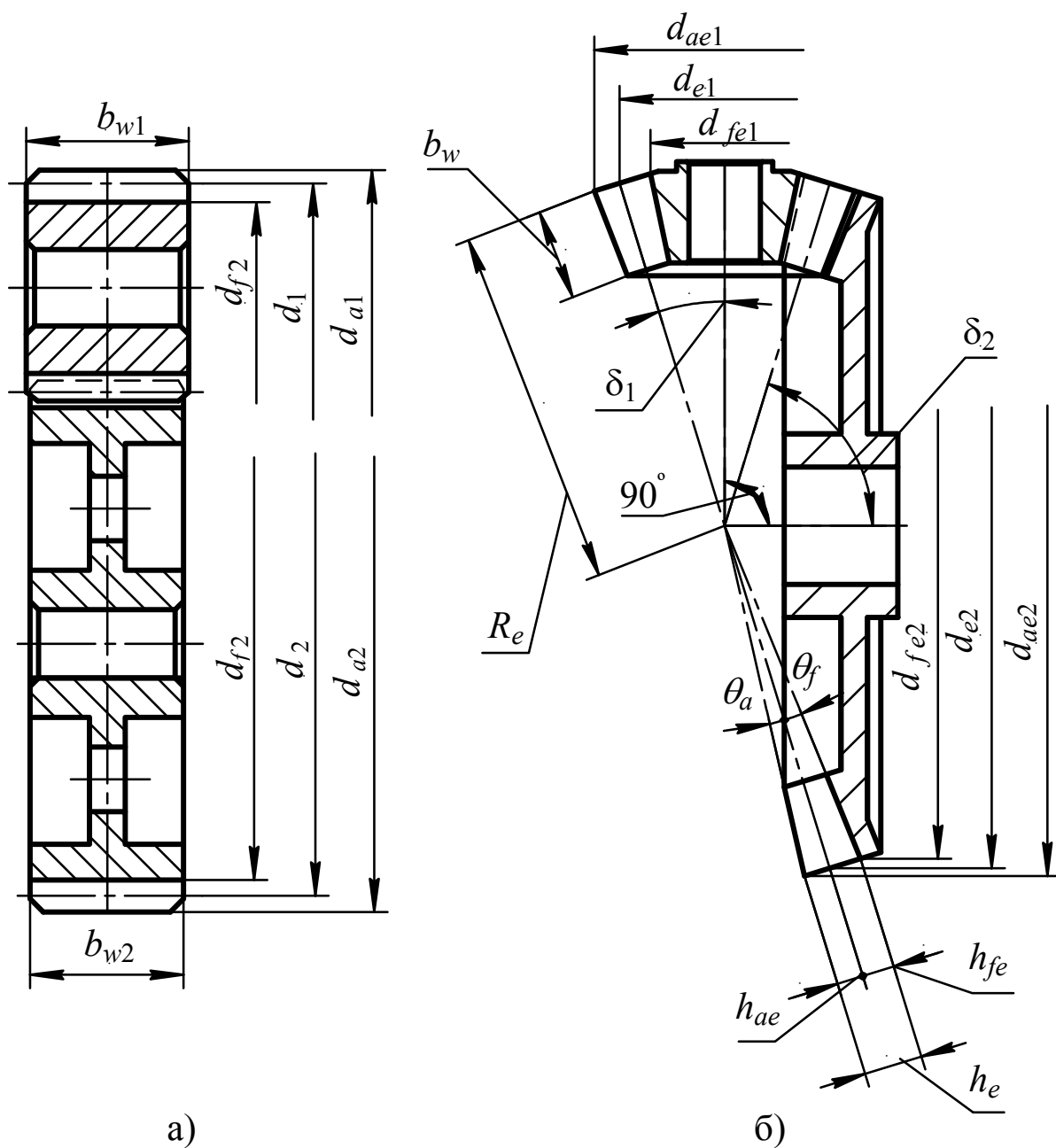


Рисунок 2.3 – Основні розміри передач: а) циліндричних; б) конічних

- кути конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a, \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a;$$

- кути конуса западин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f, \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f.$$

Наведені формули дійсні для конічних передач з міжосьовим кутом $\delta = 90^\circ$.

Таблиця 2.7 - Основні розміри коліс передач, що виготовляються без зміщення вихідного контуру (рис. 2.3)

Параметри зачеплення	Формули для визначення параметрів	
	Циліндричні передачі	Конічні передачі
Діаметри кіл: - ділильного - западин - вершин	$d_w = d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$ $d_f = d - 2,5 m_n$ $d_a = d + 2 m_n$	$d_e = m_e z$ $d_{fe} = d_e - 2,4 m_{te} \cos \delta$ $d_{ae} = d_e + m_{te} \cos \delta$
Фактичний середній модуль	-	$m_{nm} = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e} \right) \cos \beta$
Міжосьова (конусна) відстань	$a_w = a = \frac{d_1 + d_2}{2}$	$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Кути ділильних конусів: - шестірні - колеса	- -	$\delta_1 = \arctg 1/u$ $\delta_2 = \arctg u$
Середня конусна відстань	-	$R_m = R_e - 0,5 b$
Ширина зубчастого вінця: - шестірні - колеса	$b_{w1} = b_{w2} + (2 \dots 6) \text{ мм}$ $b_{w2} = \psi_m m_n$ $b_{w2} = \psi_a a_w$	$b_{w1} = b_{w2} = b_w$ $b_w = \psi_m m_n$ $b_w = K_{be} R_e$

Примітка. Значення b_w потрібно округлити до найближчого числа з ряду $Ra40$ за ДСТ 6636-69 (табл. 2.5).

2.5. Проектний розрахунок зубчастих передач на контактну міцність зубців

Цей розрахунок виконується для коліс із твердістю робочих поверхонь зубців $H < 350$ НВ у наступному порядку.

Циліндричні передачі.

Міжосьова відстань, [мм]

$$a_w \geq (u \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{C}{[\sigma]_H u}\right)^2 \frac{K T_{ном2}}{\Psi_a}}, \quad (2.18)$$

де «+» – для зовнішнього зачеплення, «-» – для внутрішнього;

$C = 310$ – для прямозубих і $C = 270$ – для косозубих і шевронних коліс;

K – коефіцієнт навантаження, попередньо приймають $K = 1,3 \dots 1,5$ з наступним уточненням;

$\Psi_a = \frac{b_w}{a_w}$ – коефіцієнт ширини колеса. Для передач:

- прямозубих $\Psi_a = 0,2 \dots 0,3$;

- косозубих $\Psi_a = 0,3 \dots 0,4$;

- шевронних $\Psi_a = 0,4 \dots 0,6$.

При наявності діаграми навантаження (рис. 2.1) номінальний момент на колесі $T_{ном2}$ визначають з урахуванням рекомендацій п. 2.2.

Ширина колеса

$$b_w = \Psi_a a_w.$$

Значення ширини колеса і міжосьової відстані потрібно округлити (див. п. 2.4)

Для косозубих коліс під b_w мається на увазі ширина ободу колеса в осьовому перерізі (рис.2.3), а для шевронних коліс – робоча ширина обох напівшевронів (ширина проточки не враховується).

Модуль передач визначають конструктивно

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w \quad (2.19)$$

Отримане значення модуля потрібно погодити з ДСТ 9563-80 (табл. 2.4).

Числа зубців визначають по наступним залежностям.

Сумарне число зубців

$$z_c = \frac{2 a_w \cos \beta}{m_n}, \quad (2.20)$$

де $\beta = 8 \div 15^\circ$ - для косозубих коліс; $\beta = 25 \div 40^\circ$ - для шевронних.

Число зубців шестірні

$$z_1 = \frac{z_c}{u + 1}.$$

Число зубців колеса

$$z_2 = z_c - z_1.$$

Після обчислення та округлення чисел зубців до цілого числа слід уточнити:

- передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1};$$

- кут нахилу зубців для косозубої і шевронної передачі

$$\beta_{\text{факт}} = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 a_w}.$$

Основні геометричні розміри коліс – див. рис. 2.3 і табл. 2.7.

Конічні передачі.

Діаметр зовнішнього ділительного кола колеса (на зовнішньому додатковому конусі) [мм]

$$d_{e2} \geq 96 \sqrt[3]{\frac{T_{\text{ном}2} u K}{v_H (1 - K_{be}) K_{be} [\sigma]_{H2}^2}}, \quad (2.21)$$

де $K_{be} = \frac{b_w}{R_e} = 0,25 \dots 0,30$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця по зовнішній конусній відстані.

Як і раніше $K = 1,3 \dots 1,5$; $[\sigma]_H$, [МПа]; $T_{\text{ном}2}$, [Н·мм].

Коефіцієнт v_H , що враховує зменшення вантажної спроможності по контактним напруженням конічної передачі у порівнянні з циліндричною прямозубою приймають для конічних прямозубих коліс $v_H = 0,85$, а для коліс з непрямыми зубцями:

- $v_H = 1,22 + 0,21 u$ (при твердості $H \leq 350 \text{ HB}$);

- $v_H = 0,81 + 0,15 u$ (при твердості $H \geq 45 \text{ HRC}$).

Модуль передачі визначають по знайденому діаметру колеса $m_{te} = d_{e2} / z_2$, прийнявши $z_1 \geq 20$ і знайшовши $z_2 = z_1 u$.

Отримане значення модуля округляють до стандартного (табл.2.4).

Ширина зубчастого вінця колеса

$$b_w = K_{be} R_e.$$

Основні геометричні розміри коліс (рис. 2.3) визначають по формулах табл.2.7.

2.6. Виконання ескізу редуктора. Уточнення конструктивних і кінематичних параметрів передач

Після визначення габаритних розмірів зубчастих коліс (діаметрів і ширини) приступають до складального компоунування редуктора (рис. 2.4).

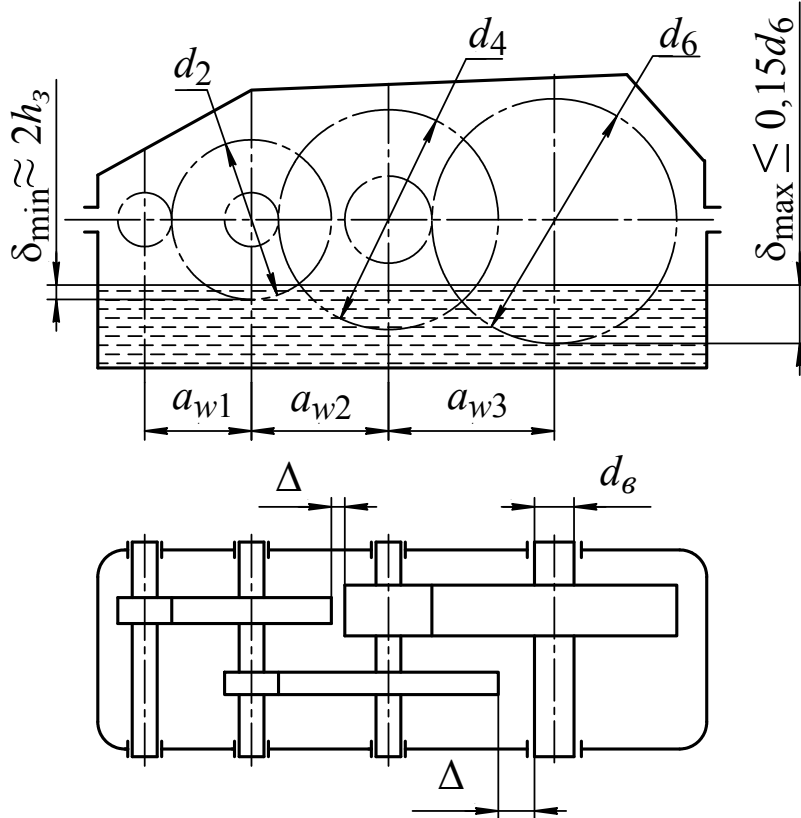


Рисунок 2.4 - Складальне компоунування редуктора (виконується в масштабі)

При складальному компоунуванні визначають взаємне розташування зубчастих коліс, орієнтовно діаметри валів, (див.п. 2.3) призначають спосіб змащення і перевіряють можливість складання редуктора (наявність зазорів між обертовими та необертливими деталями).

Мінімальні зазори Δ між колами виступів коліс і поверхнями валів повинні бути не менш 5 мм. Наприклад (рис.2.4), для двоступеневого редуктора слід виконати умови:

$$a_{w2} - (d_{a2} / 2 + d_{a5} / 2) \geq 5;$$

$$a_{w3} - (d_{a4} / 2 + d_e / 2) \geq 5.$$

При невиконанні цієї умови потрібно змінити габаритні розміри коліс (діаметри і ширину) таким чином, щоб міцність їх не зменшувалася.

При виборі способу змащення зачеплення необхідно керуватися наступним. При колових швидкостях зубчастих коліс $V \leq 15 \text{ м/с}$ (п.3.1) змащення зубчастого зачеплення звичайно здійснюється зануренням зубців коліс у оливну ванну в корпусі редуктора, що вимагає приблизної рівності діаметрів зубчастих коліс усіх ступіней передачі.

Менше колесо з діаметром d_2 повинне занурюватися приблизно на дві висоти зубця, а занурення тихохідного колеса з діаметром d_6 допускається на $0,15 \cdot d_6$. (рис.2.4).

При колових швидкостях $V > 15 \text{ м/с}$ застосовується примусове змащення від спеціальної оливної системи. У цьому випадку приблизна рівність діаметрів зубчастих коліс необов'язкова.

3. ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Після проектного розрахунку параметри передачі (коефіцієнт навантаження, матеріал і термообробка, модуль і ін.) найчастіше відрізняються від попередньо прийнятих, тому перевірний розрахунок проводиться як на контактну міцність, так і на міцність при згині.

Якщо умови міцності не задовольняються, необхідно змінити матеріал або розміри передачі.

3.1. Призначення ступеня точності передач

Вибір ступеня точності виготовлення зубчастих передач визначається експлуатаційними і технічними вимогами до них: коловою швидкістю; передаваною потужністю; вимогами до кінематичної точності, плавності, безшумності, довговічності; відсутності вібрації, тощо.

Орієнтовні рекомендації з вибору ступеня точності (по нормі плавності) і шорсткості робочих поверхонь зубців наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 - Рекомендації з вибору ступеня точності зубчастої передачі і шорсткості робочих поверхонь зубців

Ступінь точності по ДСТ1643-81	Характеристика передач	Шорсткість робочих поверхонь зубців ДСТ2789-73	Найбільші окружні швидкості, м/с				Область застосування
			Циліндричні передачі		Конічні передачі		
			Прямозубі	Не прямозубі	Прямозубі	Не прямозубі	
7	Точні	R_a 1,25...0,63	12	20	6	12	Передачі, що працюють з підвищеними швидкостями і помірними навантаженнями
8	Середньої точності	R_a 2,5...1,25	6	10	3	7	Передачі загального машинобудування, що не потребують високої точності
9	Зниженої точності	R_z 20...10	3	5	2	4	Тихохідні передачі зі зниженими вимогами до точності

Колова швидкість зубчастих коліс визначається (d [мм], n [хв⁻¹], [м/с])

$$V = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} \quad (3.1)$$

3.2. Уточнення розрахункового навантаження

Розрахункове навантаження на зубчасті колеса складається з:

- номінального навантаження в припущенні, що воно розподіляється по довжині зубців та між зубцями рівномірно і прикладається статично;
- додаткового навантаження, зв'язаного з нерівномірністю розподілу номінального навантаження по довжині зубця та між зубцями через похибку виготовлення і деформацій деталей передач, а також динамічного характеру цього навантаження.

Додаткові навантаження враховуються коефіцієнтом навантаження:

$$K = K_{\beta} K_{\nu} K_{\alpha}.$$

Тут прийнято, що $K = K_F = K_H$. Для конічних передач, а також циліндричних при колових швидкостях більше 10 м/с різниця K_F і K_H може бути до 20%, докладніше [1].

Розрахункове навантаження (колова сила):

$$F_{tp} = F_t K.$$

Значення коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубця K_{β} наведено на рис. 3.1, а коефіцієнта динамічності навантаження K_{ν} - у таблиці 3.2.

Коефіцієнт K_{α} , що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубцями для циліндричних коліс: $K_{\alpha} = 1 + 0,06 (P_{CT} - 5)$,

де P_{CT} - призначений ступінь точності передачі.

Для конічних передач цей коефіцієнт враховується коефіцієнтом ν .

Значення K_{ν} для конічних коліс вибирають по табл. 3.2, приймаючи їхній ступінь точності на один ступінь грубіше фактичного.

Величина розрахункової колової сили для циліндричних передач $F_{tp} = 2T_{ном1} K / d_1$, а для конічних передач $F_{tp} = 2T_{ном1} K / d_{m1}$.

Тут d_1 - ділильний діаметр, $d_{m1} = m_{nm} z_1$ - середній ділильний діаметр

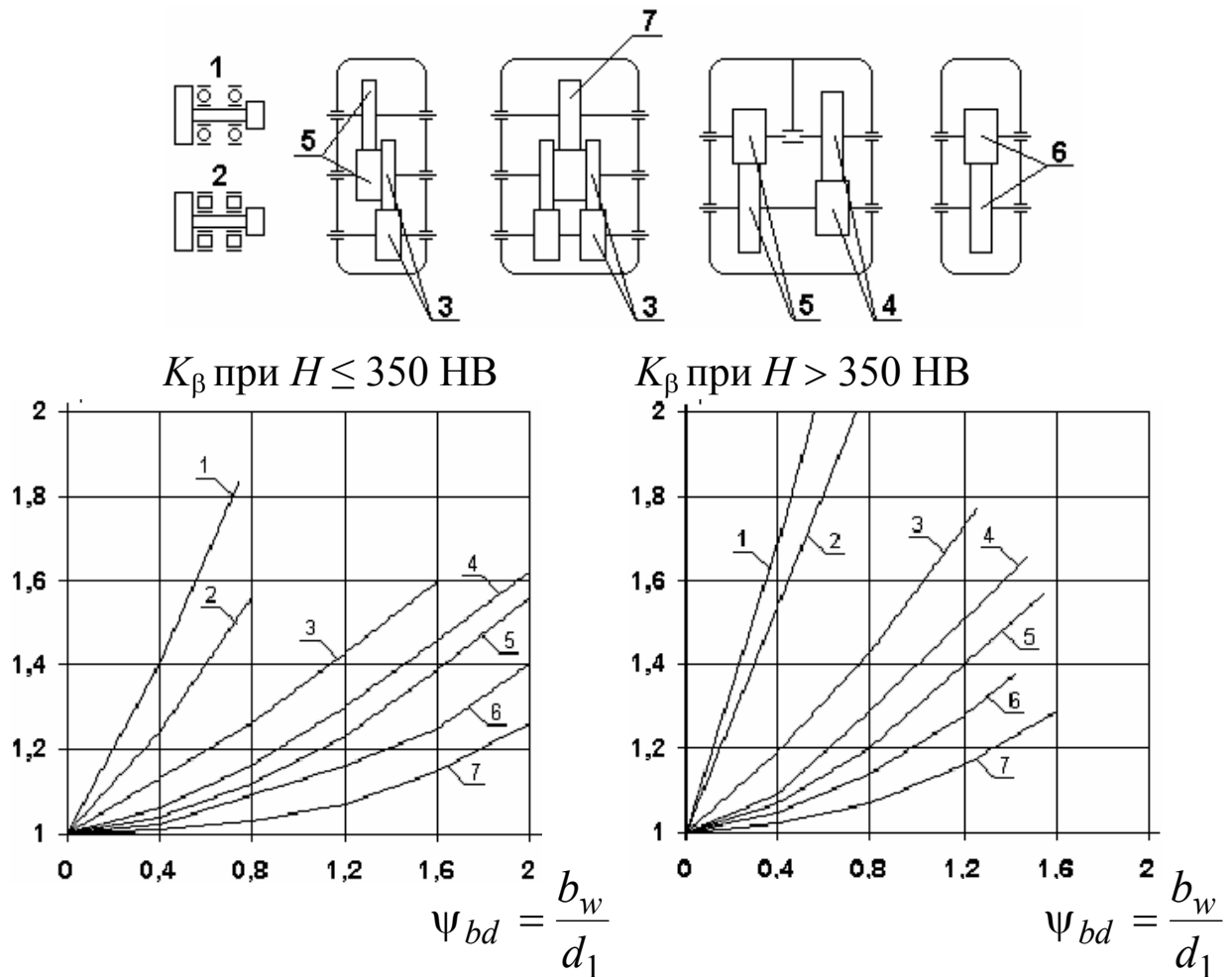


Рисунок 3.1 – Схеми передач і графіки для визначення коефіцієнта K_β для циліндричних коліс (1...7 – криві, що відповідають схемам передач).

Таблиця 3.2 - Орієнтовні значення коефіцієнта K_ν (чисельник – прямозубі, знаменник – косозубі колеса)

Ступінь точності передачі ДСТ 1643-81	Твердість поверхні зубців	Колова швидкість, м/с					
		1	2	4	6	8	10
7	$H \leq 350$ HB	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,50}{1,16}$	$\frac{1,62}{1,22}$	$\frac{1,80}{1,27}$
	$H > 350$ HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,08}$
8	$H \leq 350$ HB	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,38}$
	$H > 350$ HB	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$
9	$H \leq 350$ HB	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,72}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
	$H > 350$ HB	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,08}$	$\frac{1,27}{1,12}$	$\frac{1,34}{1,14}$

3.3. Перевірний розрахунок зубчастих передач на міцність зубців при згині

Фактичний коефіцієнт запасу міцності по згинальним напруженням у небезпечному перерізі зубців шестерні та колеса бути не меншим, ніж допустимий:

$$S_F = \frac{\sigma_{F \text{ limb}} K_{Fc} K_{FL}}{\sigma_F} \geq [S]_F. \quad (3.2)$$

Напруження згину в зубцях шестерні визначають:

- для циліндричних прямозубих передач

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_{tp} Y_{F_1}}{b_{w1} m} \quad (3.3)$$

- для циліндричних косозубих і шевронних передач:

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_{tp} Y_{F_1}}{b_{w1} m_n} Y_\beta Y_\epsilon \quad (3.4)$$

- для конічних передач:

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_{tp} Y_{F_1}}{v_F b_{w1} m_{nm}} \quad (3.5)$$

Фактичні напруження згину в небезпечному перерізі зубця колеса:

$$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1} \frac{Y_{F_2} b_{w1}}{Y_{F_1} b_{w2}} \quad (3.6)$$

Рекомендації з вибору величин у ці формули дані в п. 2.3, 2.4, 3.2 .

3.4. Перевірний розрахунок зубчастих передач на контактну міцність зубців

Фактичний коефіцієнт запасу міцності по контактним напруженням на робочих поверхнях зубців шестерні та колеса, повинен бути не меншим, ніж допустимий :

$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ limb}} K_{HL}}{\sigma_H} \geq [S]_H \quad (3.7)$$

Для циліндричних прямозубих передач:

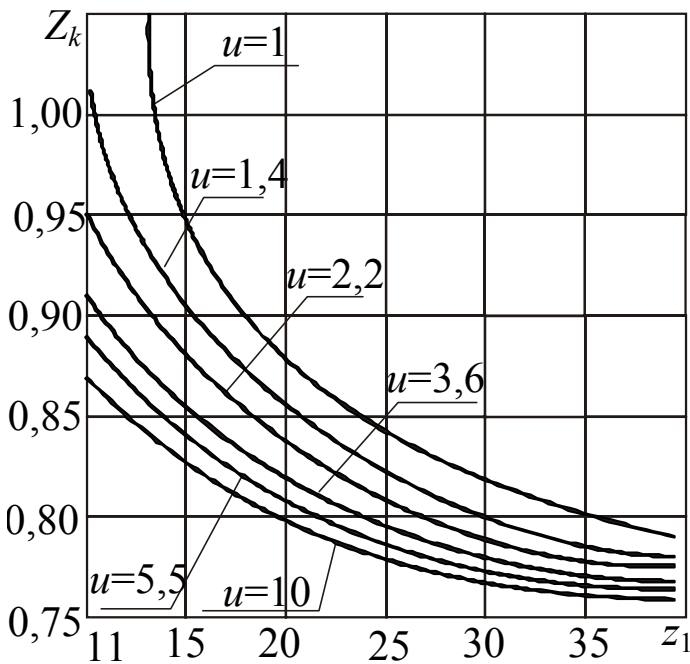


Рисунок 3.2 – Коефіцієнт Z_k для розрахунку косозубих і шевронних передач

$$\sigma_H = 440 \sqrt{\frac{F_{tp}}{b_{w2}} \frac{u+1}{d_1 u}}$$

Для циліндричних косозубих і шевронних передач:

$$\sigma_H = 490 Z_k \sqrt{\frac{F_{tp}}{b_{w2}} \frac{u+1}{d_1 u}}$$

Для конічних передач:

$$\sigma_H = 490 \sqrt{\frac{F_{tp} \cos \delta_1}{v_H b_{w2} d_{m1}} \frac{u^2 + 1}{u^2}}$$

Рекомендації з вибору вхідних у ці формули величин дані в п. 2.3, 2.5, 3.2.

Значення коефіцієнта Z_k , що враховує більш високу міцність косозубих і шевронних коліс у порівнянні з прямозубими, наведені на рис. 3.2.

3.5. Перевірка міцності зубців коліс при короткочасних перевантаженнях

Умова міцності зубців по короткочасним перевантаженням, число циклів навантажень яких за весь термін служби приводу не перевищує $5 \cdot 10^4$:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{ном}}} \leq [\sigma]_{H \max}; \quad (3.8)$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_{ном}} \leq [\sigma]_{F \max}, \quad (3.9)$$

де T_{\max} - максимальний момент по діаграмі навантаження (рис. 2.1) з урахуванням числа циклів навантажень;

$\sigma_{H \max}$ і $\sigma_{F \max}$ - максимальні напруження, що виникають у зубцях при дії максимального короткочасного навантаження T_{\max} ;

σ_H і σ_F - напруження, що виникають при дії номінального навантаження $T_{ном}$ (п.3.3, 3.4);

$[\sigma]_{H \max}$, $[\sigma]_{F \max}$ - допустимі напруження при короткочасних перевантаженнях.

Для пластичних сталей ($H \leq 350$ HB):

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8\sigma_T, \quad [\sigma]_{F \max} = (0,8 \dots 0,9)\sigma_T.$$

Для загартованих сталей ($H > 350$ HB):

$$[\sigma]_{H \max} = 40 \text{ HRC}, \quad [\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_\sigma.$$

де σ_T , σ_σ - границі текучості і міцності матеріалів зубців відповідно (див. табл. 2.2).

4. ПРОЕКТНИЙ І ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНКИ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Черв'ячні передачі розраховують на контактну і згинальну міцність. Розрахунки проводять по зубцях черв'ячного колеса (виготовленими з бронзи або чавуну), які мають меншу міцність, ніж сталеві витки черв'яка. Розрахунок на контактну міцність повинен забезпечити не тільки відсутність втомного руйнування (викришування) робочих поверхонь зубців, але і відсутність заїдання, яке приводить до задирання робочих поверхонь.

Вихідними даними для розрахунку є:

- номінальний обертальний момент на валу черв'ячного колеса $T_{ном2}$, [Н·мм] (п.2.2);
- частота обертання черв'яка n_1 , [хв⁻¹];
- передаточне число u .

4.1. Вибір матеріалів для виготовлення черв'ячних коліс і черв'яків

Вибір матеріалів проводять у такому порядку.

По табл. 4.1 визначають кількість заходів черв'яка z_1 .

Таблиця 4.1 - Значення рекомендованої кількості заходів черв'яка

u	7-14	14-28	28-36	≥ 36
z_1	4	2	1-2	1

Число зубців черв'ячного колеса:

$$z_2 = z_1 u.$$

Орієнтовне значення швидкості ковзання V_k [м/с] між зубцями черв'ячного колеса і витками черв'яка:

$$V_k = \frac{n_1}{1950} \sqrt[3]{\frac{T_{ном2}}{z_2^2}} \quad .(4.1)$$

При швидкостях ковзання $V_k \geq 6$ м/с для виготовлення черв'ячних коліс застосовують олов'янисті бронзи (табл. 4.2). Черв'як виготовляється зі

сталей марок 45, 40X, після поліпшення ($H=240\dots270$ HB) або гартування СВЧ ($H=45\dots50$ HRC).

Таблиця 4.2 - Умовні допустимі напруження $[\sigma]_H^\circ$ для матеріалів черв'ячних коліс, *МПа*. Олов'янисті бронзи (ДСТ 613-79)

Матеріал і спосіб виливки	$[\sigma]_H^\circ$ при твердості витків черв'яка	
	$H \leq 45$ HRC	$H > 45$ HRC
Бр010Ф1 у пісок	130	160
Бр010Ф1 у кокіль	190	225
Бр010Н1Ф1 центробіжне лиття	210	250

При швидкостях ковзання $V_k \leq 6$ м/с зубчасті вінці виконуються з менш дорогих безолов'янистих бронз типу БрА9ЖЗЛ або чавуну (таблиця 4.3). При цьому черв'як обов'язково повинен мати твердість $H > 45$ HRC.

Таблиця 4.3 - Умовні допустимі напруження $[\sigma]_H^\circ$ для матеріалів черв'ячних коліс, *МПа*. Тверді бронзи (ДСТ 493-79) і чавун (ДСТ 1412-85)

Матеріал		$[\sigma]_H^\circ$ при швидкості ковзання, м/с					
Черв'ячного колеса	Черв'яка	0,5	1	2	3	4	5
БрА9ЖЗЛ	Гартована сталь 45, 40X	250	230	210	180	160	120
СЧ 15	Гартована сталь 45, 40X	130	115	90	-	-	-

4.2. Визначення допустимих напружень матеріалу зубців черв'ячних коліс

Допустимі напруження при розрахунку на контактну міцність

$$[\sigma]_H = [\sigma]_H^\circ K_{HL},$$

де $[\sigma]_H^\circ$ - умовне допустиме напруження при розрахунку на контактну міцність (табл. 4.2. і табл.4.3);

K_{HL} – коефіцієнт довговічності

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}; \quad (4.2)$$

$$10^7 \leq N_{HE} = 60 n_2 L_h K_{HE} \leq 25 \cdot 10^7.$$

При $N_{HE} \leq 10^7$ приймають $N_{HE} = 10^7$, а при $N_{HE} \geq 25 \cdot 10^7$ приймають $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$.

Коефіцієнт еквівалентного навантаження (рис. 2.1):

$$K_{HE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 t_i. \quad (4.3)$$

Для коліс з чавуну $K_{HL} = 1$.

Допустимі напруження при розрахунку на згинальну міцність реверсивних та неререверсивних передач:

$$[\sigma]_{F_{-1}} = [\sigma]_{F_{-1}}^{\circ} K_{FL}; \quad (4.4)$$

$$[\sigma]_{F_0} = [\sigma]_{F_0}^{\circ} K_{FL}, \quad (4.5)$$

де $[\sigma]_{F_{-1}}^{\circ}$, $[\sigma]_{F_0}^{\circ}$ – умовні допустимі напруження при згині (при базовому числі циклів $N_{F_0} = 10^7$) для реверсивних і неререверсивних передач відповідно (табл.4.4).

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} \quad (4.6)$$

$$10^6 \leq N_{FE} = 60 n_2 L_h K_{FE} \leq 25 \cdot 10^7.$$

При $N_{FE} \leq 10^6$ приймають $N_{FE} = 10^6$, а при $N_{FE} \geq 25 \cdot 10^7$ приймають $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$.

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 t_i. \quad (4.7)$$

Для коліс з чавуну $K_{FE} = 1$.

Таблиця 4.4 - Умовні допустимі напруження для матеріалів зубців черв'ячних коліс при розрахунку на згинальну міцність, МПа.

Матеріал	Спосіб виливки	σ_{σ} , МПа	σ_{τ} , МПа	$[\sigma]_{F_{-1}}^{\circ}, [\sigma]_{F_0}^{\circ}$ при твердості черв'яка			
				$H < 45$ HRC		$H > 45$ HRC	
				Реверсивні	Нереверсивні	Реверсивні	Нереверсивні
Бр010Ф1	У пісок	180	100	29	40	36	50
Бр010Ф1	У кокіль	260	150	42	58	52	72
Бр010Н1Ф1	Відцентрове	290	170	46	65	57	81
БрА9ЖЗЛ	У пісок	400	200	64	78	75	100
СЧ15	Те ж	150	-	24	38	30	48

Граничні допустимі напруження $[\sigma]_{F \max}$, по яких ведеться перевірочний розрахунок при короткочасних перевантаженнях, число циклів дії яких за весь термін служби не перевищує $5 \cdot 10^4$, наведені у табл. 4.5.

Таблиця 4.5 - Граничні допустимі напруження при короткочасних перевантаженнях, МПа

Матеріал	$[\sigma]_{F \max}$
БрА9Ж4	160
Бр010Ф1	100
Бр010Н1Ф1	100
СЧ15	90

4.3. Визначення розрахункового навантаження

Розрахункове навантаження визначається множенням номінального навантаження $T_{ном}$ на коефіцієнт навантаження K

$$T_p = T_{ном} K = T_{ном} K_\beta K_v.$$

Коефіцієнт концентрації навантаження K_β залежить від деформації черв'яка і припрацювання зубців черв'ячного колеса.

При постійному навантаженні відбувається повне припрацювання зубців ($K_\beta=1$). При перемінному навантаженні відбувається часткове припрацювання зубців. У цьому випадку коефіцієнт K_β визначається

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X), \quad (4.8)$$

де θ – коефіцієнт деформації черв'яка, який визначається по табл. 4.6 у залежності від коефіцієнта діаметра $q = (0,15 \dots 0,25) \cdot z_2$ і числа заходів черв'яка z_1 . Отримані значення q округляють до стандартних (табл. 4.7).

X – відношення середньозваженого моменту до максимального (найбільшого з довгостроково діючих)

$$X = \frac{T_{cp}}{T_{\max}} = \sum \frac{T_i}{T_{\max}} t_i \quad (4.9)$$

Таблиця 4.6 - Значення коефіцієнта деформації черв'яка θ

z_1	q						
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14
1	57	72	89	108	127	157	190
2	45	57	71	86	102	125	152
4	37	47	58	70	82	101	123

Коефіцієнт динамічності K_v , залежить від точності виготовлення передачі і швидкості ковзання V_k (табл. 4.8). При швидкості ковзання $V_k \leq 5$ м/с призначають 8-ий ступінь точності, при $V_k \leq 10$ м/с – 7-ий.

Таблиця 4.7 - Значення коефіцієнта діаметра черв'яка q , ДСТ 19672-74

1-й ряд	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25
2-й ряд	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4	-

Таблиця 4.8 - Значення коефіцієнта динамічності K_v

Ступінь точності	$V_k, \text{м/с}$			
	До 1,5	1,5 – 3	3 – 7,5	7,5 – 10
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-

4.4. Проектний розрахунок черв'ячної передачі з умови забезпечення контактної міцності зубців колеса

Міжосьова відстань черв'ячної передачі, [мм]

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{z_2 [\sigma]_H / q} \right)^2 T_{p2} } \quad (4.10)$$

Модуль зачеплення, [мм]

$$m = \frac{2 a_w}{q + z_2}.$$

Отримане значення модуля округляють до найближчого стандартного (табл.4.9).

Таблиця 4.9 - Значення модулів m та коефіцієнта діаметра черв'яка q (ДСТ 2144-76)

$m, \text{мм}$	q	$m, \text{мм}$	q
2	8; 10; (12); 12,5; 16; 20	(7)	(12)
2,5	8; 10; (12); 12,5; 16; 20	8	8; 10; 12,5; 16; 20
(3)	10; (12)	10	8; 10; 12,5; 16; 20
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	(12)	(10)**
(3,5)	10; (12)*; (14)*	12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
4	8; (9); 10; (12); 12,5; 16; 20	(14)	(8)***
5	8; 10; 12,5; 16; 20	16	8; 10; 12,5; 16
(6)	(9); (10)	20	8; 10
6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20		

* тільки при $z_1 = 1$; ** тільки при $z_1 = 1$ і 2; *** тільки при $z_1 = 2$

4.5. Визначення основних розмірів зачеплення

Основні геометричні розміри зачеплення (рис. 4.1) визначають по формулах табл. 4.10.

Таблиця 4.10 - Основні параметри черв'ячного зачеплення (ДСТ 2144-76, ДСТ 18498-89)

Параметри	Розрахункові формули
Діаметр ділильного кола черв'яка	$d_1 = q m$
Діаметр ділильного кола колеса (у головному перетині)	$d_2 = z_2 m$
Висота головки зубця	$h_a = m$
Висота ніжки зубця	$h_f = 1,2 m$
Висота зубця	$h = 2,2 m$
Діаметр вершин: черв'яка колеса	$d_{a1} = d_1 + 2 h_a = m (q + 2)$ $d_{a2} = d_2 - 2 h_a = m (z_2 - 2,4)$
Діаметр западин: черв'яка колеса	$d_{f1} = d_1 - 2 h_f = m (q - 2,4)$ $d_{f2} = d_2 - 2 h_f = m (z_2 - 2,4)$
Зовнішній діаметр черв'ячного колеса при: $z_1 = 1$ $z_1 = 2$ $z_1 = 4$	$d_{am} \leq d_{a2} + 2 m$ $d_{am} \leq d_{a2} + 1,5 m$ $d_{am} \leq d_{a2} + m$
Міжосьова відстань	$a_w = 0,5 (q + z_2) m$
Довжина нарізної частини черв'яка при: $z_1 = 1 - 2$ $z_1 = 4$	$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) m$ $b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2) m$
Ширина обода черв'ячного колеса при: $z_1 = 1 - 2$ $z_1 = 4$	$b_{w2} \leq 0,75 d_{a1}$ $b_{w2} \leq 0,67 d_{a1}$
Кут підйому витків черв'яка і кут нахилу зубців колеса	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$
Умовний кут обхвату черв'яка колесом	$\delta = \arcsin \frac{b_{w2}}{d_{a1} - 0,5 m}$

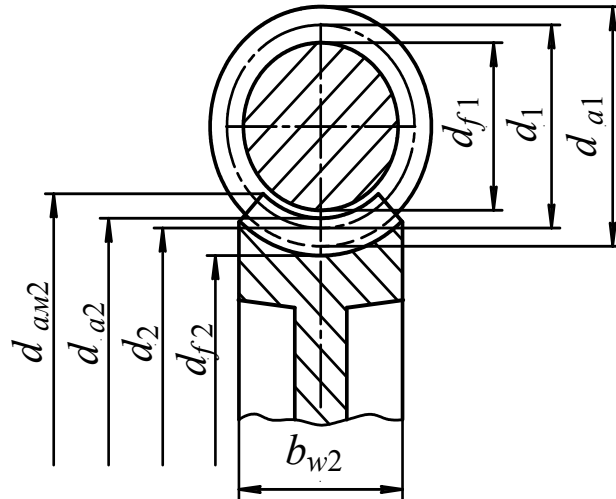


Рисунок 4.1 - Розміри зачеплення черв'ячної передачі

4.6. Уточнення швидкості ковзання

Значення швидкості ковзання, м/с:

$$V_k = \frac{\pi m n_1}{60000} \sqrt{z_1^2 + q^2}.$$

При значній відмінності уточненого значення швидкості ковзання від його орієнтованого значення (п. 4.1) слід уточнити значення коефіцієнта навантаження і допустимих напружень.

4.7. Перевірочний розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну міцність

Розрахунок полягає у визначенні фактичних контактних напружень і порівнянні їх з допустимими

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2 + 1}{q} \right)^3 \frac{T_{p2}}{a_w}} \leq [\sigma]_H \quad (4.11)$$

4.8. Перевірочний розрахунок зубців черв'ячного колеса на міцність при згині

Умова згинальної міцності

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K Y_F \cos \gamma}{1,3 m^2 q} \leq [\sigma]_F, \quad (4.12)$$

де F_{t2} - тангенціальна сила

$$F_{t2} = 2 T_{ном2} / d_2;$$

Y_F – коефіцієнт форми зубців для черв'ячних коліс (табл. 4.11), залежний від еквівалентного числа зубців:

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}; \quad (4.13)$$

$[\sigma]_F = [\sigma]_{F_{-1}}$ – для реверсивних передач;

$[\sigma]_F = [\sigma]_{F_0}$ – для неревверсивних передач.

Таблиця 4.11 - Коефіцієнт форми зубців черв'ячних коліс

z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

У переважній більшості випадків розрахункові напруження згину в зубцях коліс, розміри яких визначені з розрахунку на контактну міцність, значно нижче допустимих.

4.9. Перевірка міцності зубців черв'ячного колеса при короткочасних перевантаженнях

При наявності короткочасних перевантажень необхідна перевірка зубців на статичну міцність при згині:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max 2}}{T_{ном2}} \leq [\sigma]_{F \max} \quad (4.14)$$

Значення $[\sigma]_{F \max}$ наведені у табл. 4.5.

4.10. Тепловий розрахунок редуктора

Оскільки в черв'ячних передачах мають місце порівняно великі втрати потужності на подолання сил тертя ковзання, то вони працюють з великим тепловиділенням. Змащувальні властивості оливи при нагріванні різко погіршуються, виникає небезпека заїдання передачі і виходу її з ладу.

Для нормальної роботи передачі різниця температур мастила t_m і повітря t_n не повинна перевищувати допустиме значення:

$$\Delta t = t_m - t_n = \frac{P_1(1-\eta)}{k A} \leq [\Delta t], \quad (4.15)$$

де P_1 – передана черв'яком потужність, Bm ;

η - ККД передачі;

$k = 10 \dots 17 Bm/(m^2 \cdot ^\circ C)$ – коефіцієнт теплопередачі, що призначається у залежності від циркуляції оточуючого редуктор повітря;

A – площа поверхні охолодження редуктора, $[m^2]$ (визначається після конструювання корпусу).

При середньому значенні $t_n = 20^\circ C$ приймають $[\Delta t] \leq 70^\circ C$.

Загальний К.К.Д. передачі:

$$\eta = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3,$$

де η_1 - К К Д зачеплення. При $z_1 = 1$ $\eta_1 = 0,60 \dots 0,70$, а при $z_1 = 2 \dots 4$ $\eta_1 = 0,80 \dots 0,90$;

η_2 і η_3 - коефіцієнти, що враховують втрати потужності в одній парі підшипників і на перемішування оливи відповідно. При розрахунку можна прийняти $\eta_2 = 0,99$, $\eta_3 = 0,97$.

Якщо величина площі охолодження редуктора недостатня, то корпус редуктора роблять ребристим, а в розрахунку враховують 50% поверхні ребер.

Якщо і при ребристому корпусі охолодження недостатнє, то редуктор примусово обдувають повітрям, у результаті коефіцієнт теплопередачі збільшують до $k = 18 \dots 35 Bm/(m^2 \cdot ^\circ C)$.

5. КОНСТРУЮВАННЯ ЗУБЧАСТИХ, ЧЕРВ'ЯЧНИХ КОЛІС І ЧЕРВ'ЯКІВ

5.1. Циліндричні і конічні зубчасті колеса

Циліндричні колеса з $d_a < 250$ мм виконують методом штампування (ковки), або прокатки у формі дисків (рис. 5.1а), а колеса з $d_a = 250 \dots 600$ мм – з дисками полегшеної форми (рис. 5.1б).

Розміри конструктивних елементів приймають:

$$l_m = (1,0 \dots 1,5) d_g \geq b_w; d_m = 1,7 d_g; \delta_o = (2,5 \dots 4,0) m_n;$$

$$K = (1 \dots 3) мм; \alpha_\phi = 45^\circ; C = 0,3 b_w; D_k = d_f - 2 \delta_o;$$

$$D_o = 0,5 (D_k + d_m); d_o = 0,25 (D_k - d_m); R = (2 \dots 6) мм;$$

$$f = (1 \dots 4) мм.$$

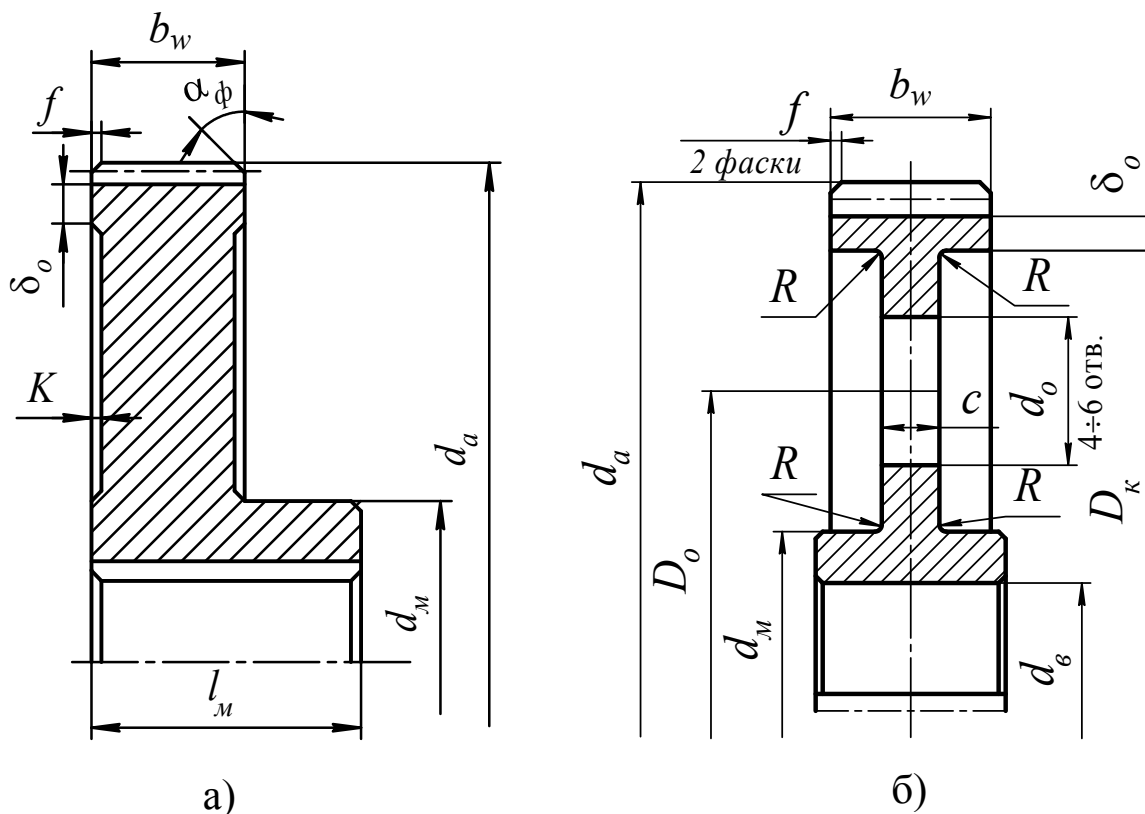


Рисунок 5.1 – Конструкція штампованого (кованого) циліндричного зубчастого колеса

Зубчасті колеса з $d_a > 600\text{мм}$ при ширині $b_w \leq 200\text{мм}$ виготовляють литими зі спицями хрестоподібного перерізу (рис. 5.2а), а при $b_w \geq 200\text{мм}$ – двотаврового перерізу. Число спиць приймається парним і визначається по формулі:

$$i_{cn} = \frac{1}{7} \sqrt{d_2}, \quad (5.1)$$

де d_2 – діаметр ділительного кола колеса, [мм].

Ширину спиці H в умовному перерізі на осі колеса визначають для хрестоподібних спиць по формулі:

$$H = 3 \sqrt{\frac{90 T_{н2}}{i_{cn} [\sigma]_{32}}}, \quad (5.2)$$

де $[\sigma]_{32}$ – допустиме напруження згинання, приймають 30МПа для чавунного лиття і 50МПа для сталевих лиття.

Для двотаврових спиць замість числа 90 підставляють 45.

Інші розміри конструктивних елементів приймають:

$\delta_o = 4,0 m_n$, але не менш 8 мм; $e = 0,8 \delta_o$; $c = \delta_p = 0,2 H$, але не менш 10 мм; $R = 1,5 e$. Розміри маточини і фасок такі ж, як і для дискових коліс.

З метою економії легованих сталей зубчасті колеса можуть виконуватися бандажованими (рис. 5.2б). Розміри конструктивних елементів приймають: $\delta_o = (2,5 \dots 4,0) \cdot m_n$; $s = 1,2 \cdot \delta_o$; $h = 0,15 \cdot b_w$; діаметр гвинта $d = 0,1 b_w$; довжина $l = 3 d$; кількість гвинтів 4...8.

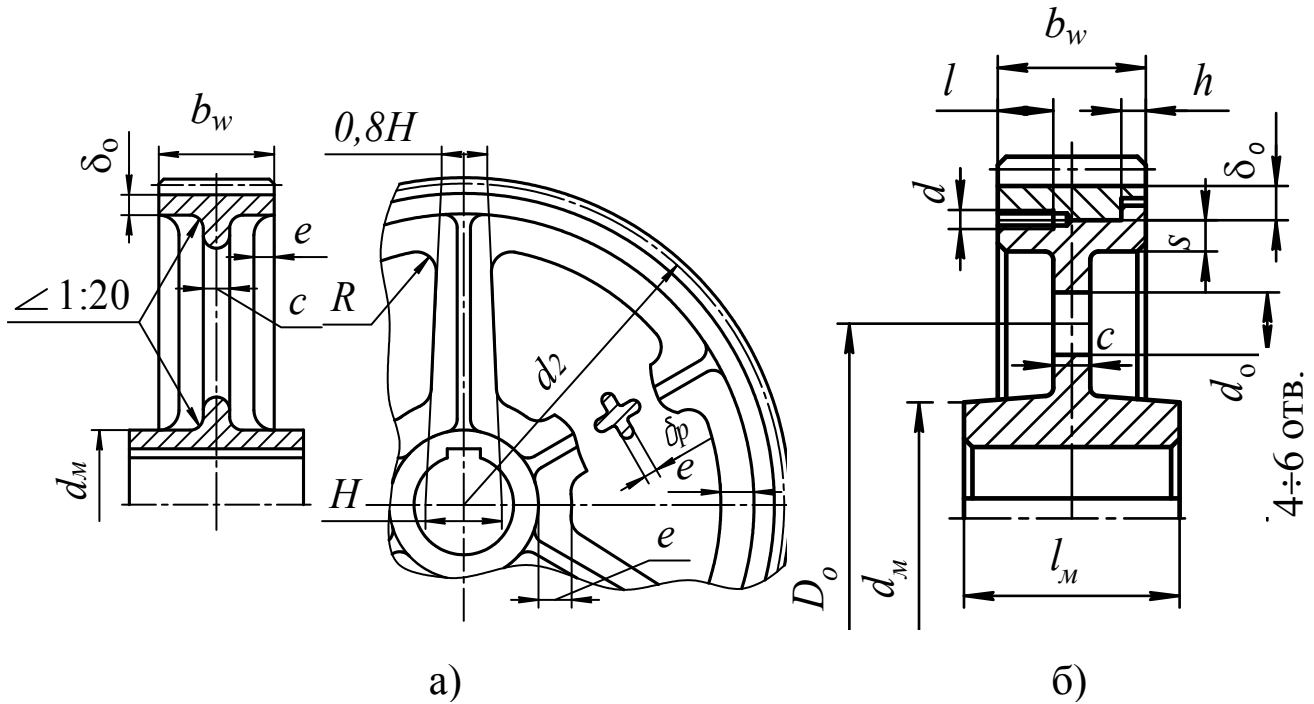


Рисунок 5.2 – Конструкція зубчастого колеса: литого (а), бандажованого(б)

Шевронні зубчасті колеса виготовляють з канавкою в середині колеса для виходу інструмента (черв'ячної фрези, рис. 5.3) і без канавки, нарізаних пальцевою фрезою. Шевронні колеса без канавки виготовляють на малопродуктивних верстатах низької точності, тому вони застосовуються рідше.

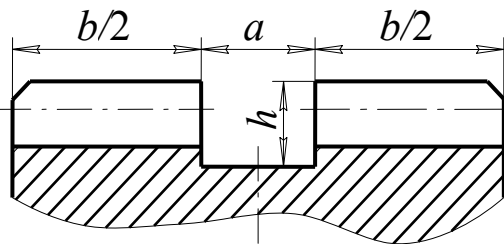


Рисунок 5.3 – Шевроне колесо з канавкою

Глибину канавки приймають $h = 2,5 m_n$; ширину канавки a – по табл. 5.1

Таблиця 5.1 - Ширина канавки a для виходу фрези, мм

m_n , мм	кут нахилу β°			m_n , мм	кут нахилу β°		
	до 20	від 20 до 40	від 40		до 20	від 20 до 40	від 40
2	28	32	35	5	52	58	63
2,5	32	37	40	6	60	67	72
3	36	42	45	7	68	75	82
3,5	40	47	50	8	75	82	90
4	46	52	55	10	90	100	108

Конструкція конічного зубчастого колеса з $d_{ae} < 120$ мм показана на рис. 5.4а, а з $d_{ae} > 120$ мм – на рис. 5.4б.

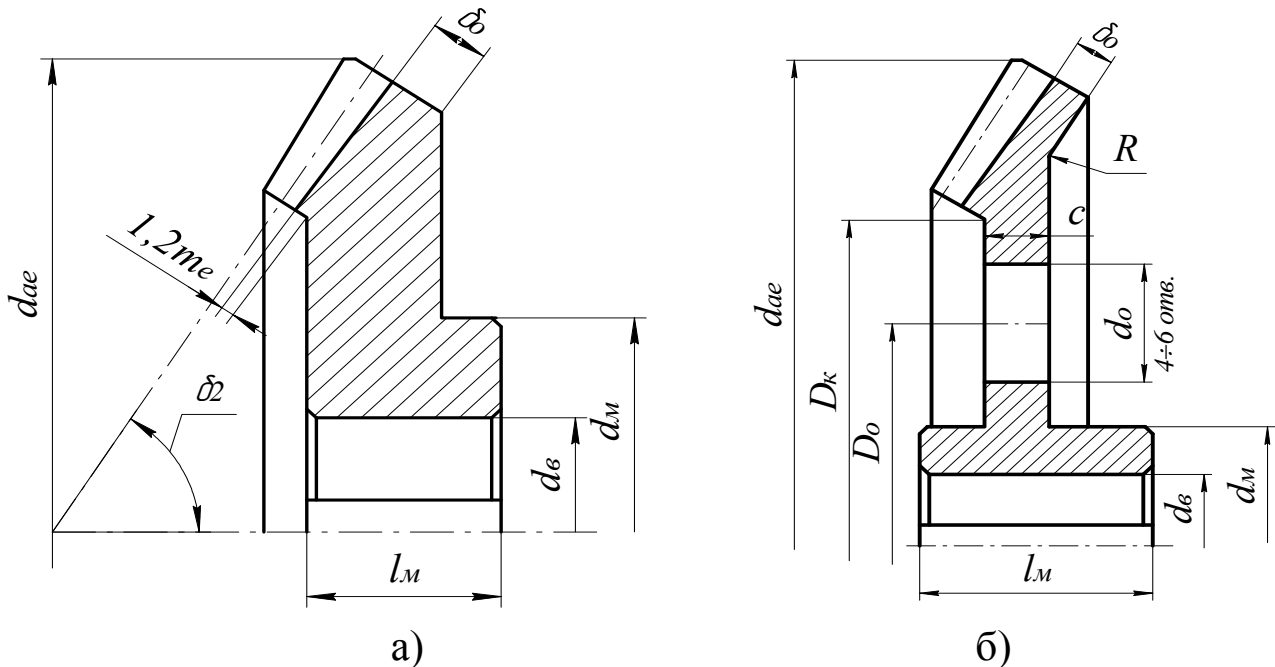


Рисунок 5.4 – Конструкція конічних зубчастих коліс

Розміри елементів беруть як і для циліндричних зубчастих коліс, використовуючи замість нормального модуля m_n – зовнішній торцевий m_{te} .

Шестірня виконується разом з валом звичайно в тих випадках, коли її дільний діаметр задовольняє умові $d_1 / d_e < 2$ (рис. 5.5а), у противному випадку шестірня виконується насадною (рис. 5.5б).

У залежності від співвідношення діаметрів шестірні і вала зубці нарізають на виступаючому вінці (рис. 5.5а) або частково поглиблюють у тіло вала (рис. 5.5в). В цьому випадку необхідно враховувати ділянки

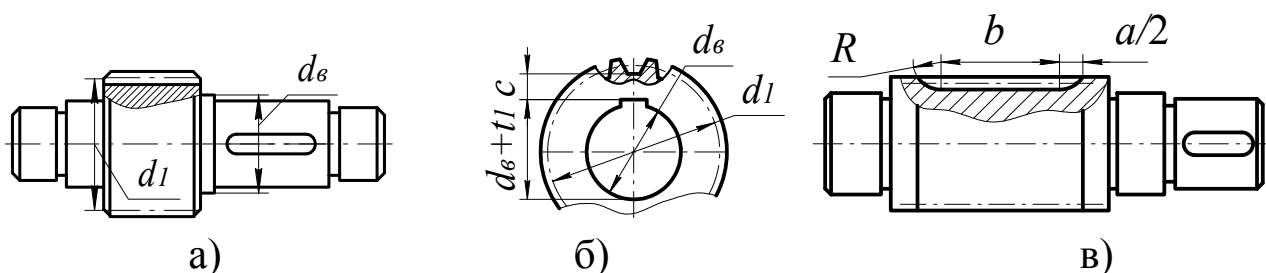


Рисунок 5.5 - Конструктивні варіанти шестірни

довжиною « $a/2$ » заходу і виходу фрези радіусом R . Величину « a » приймати по табл. 5.1.

Конструктивно насадна шестірня виготовляється у виді суцільного диска, якщо $d_1 / d_e \leq 3$, в іншому випадку шестірня виконується так само, як і дискові колеса (див. вище).

Конструктивні особливості деяких вузлів іноді вимагають виконання шестірни насадною і при $d_1 / d_e \leq 2$. У цьому випадку шестірня може бути виконана насадною, якщо (рис.5.5б):

$$d_1 \geq d_e + 2t_1 + 2c + 2,5m_n,$$

де $c = 2 m_n$ - найменша товщина шестірень;

t_1 – глибина шпонкового паза (вибирається з ДСТ 23360-78).

Для конічних шестірень замість m_n підставляють m_{te} .

5.2. Черв'ячні колеса і черв'яки

Черв'ячні колеса звичайно роблять збірними: центр – із сірого чавуну (рідше зі сталі), а зубчастий вінець – з антифрикційного матеріалу, наприклад із бронзи. Така конструкція дозволяє заощаджувати порівняно дорогі і дефіцитні кольорові метали. При одиничному і дрібносерійному виробництві з'єднання зубчастого вінця здійснюють посадкою з гарантованим натягом, посиленою гвинтами (рис.5.6а). Якщо виконання такої посадки викликає утруднення (звичайно при великих діаметрах $d_a > 400$ мм), застосовують болтове з'єднання вінця з центром (рис. 5.6б). У велико серійному і масовому виробництві часто наплавляють бронзовий обід на чавунний або сталевий центр (рис. 5.6в).

Товщину зубчастого вінця для черв'ячних коліс у самому тонкому місці приймають

$$\delta = (2,5 \dots 4,0) m.$$

Розміри гвинтів (3 – 4 шт.), установлених по колу

$$d = 0,7 \delta; l = 2 d.$$

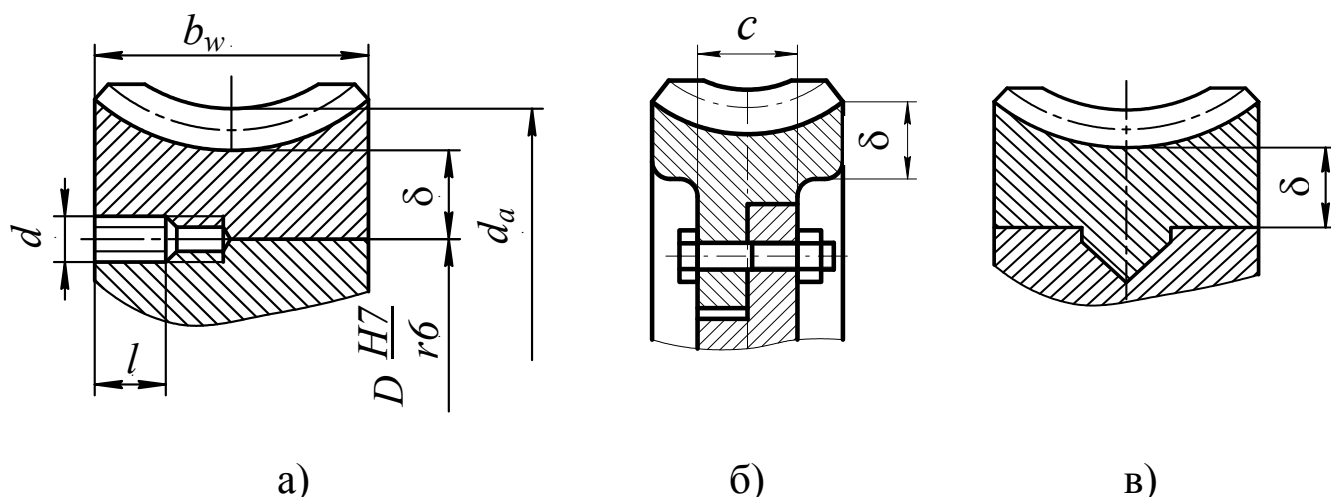


Рисунок 5.6 - Конструктивні варіанти бандажованих черв'ячних коліс

Розміри інших конструктивних елементів черв'ячних коліс варто приймати такими ж, як і для зубчастих коліс.

Черв'яки найчастіше виконують сталевими і за одне ціле з валом (рис.5.7). Заготовками служать круглий прокат або поковка.

При конструюванні черв'яків необхідно забезпечити вільний вихід інструмента для нарізування витків, тобто $d_{f1} > d_v$ (рис.5.7а)

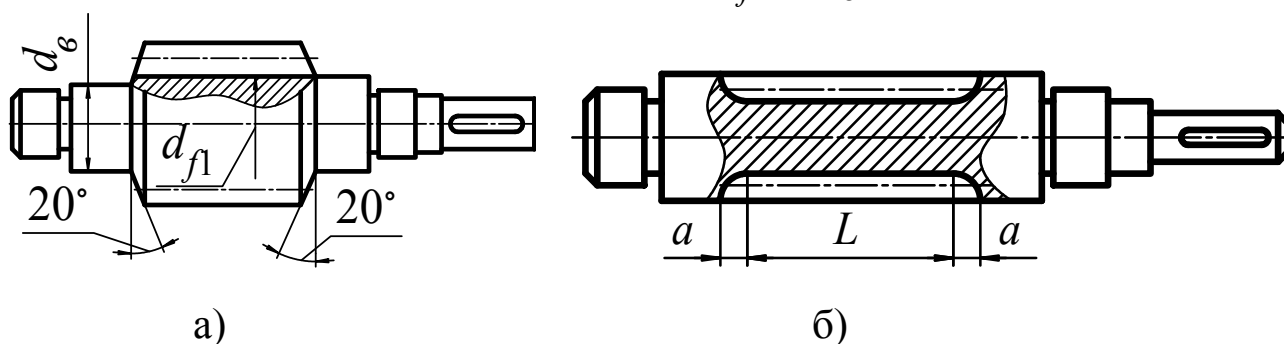


Рисунок 5.7 - Конструктивні варіанти виконання черв'яків

При відносно малому діаметрі з метою підвищення жорсткості черв'яка як вала, його виконують по типу рис. 5.7б. При цьому по обидва боки нарізки L передбачають ділянки для виходу інструмента (фрези), які можна приймати $a = 2m$.


При коловій швидкості черв'яка $V > 5$ м/с його розміщують над колесом і навпаки.

6. КОМП'ЮТЕРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ТА ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Розрахунок передач здійснюється за допомогою програми **APM Trans**, яка є складовою частиною САПР **APM WinMachine**, призначеної для розрахунку зубчастих, черв'ячних, пасових і ланцюгових передач, а також генерації креслень елементів цих передач в автоматичному режимі.

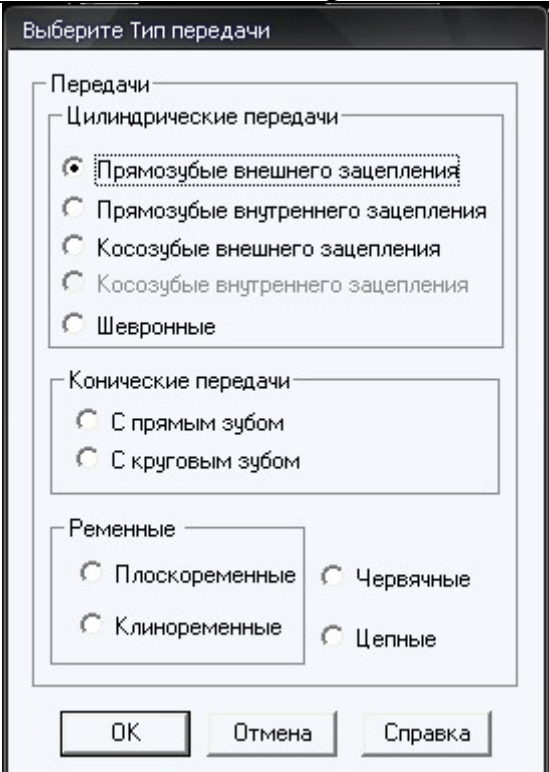
Початок роботи в програмі «Проектування і розрахунок передач».

1. На робочому столі подвійним натисканням лівої кнопки миші виконати запуск ярлика **APM Integrator**, потім виконати п.п. 2, 3.

№	Выбір	Дії
2	<p>Инженерный анализ</p> 	Одним натиском миші на піктограмі
3	<p>APM Trans</p> 	Подвійним натиском миші на піктограмі

Примітка: альтернативний пуск: « Пуск → Программы → **APM WinMachine** → **APM Trans** »: натиском лівої кнопки миші.

4. Вибір типу передачі для розрахунку здійснюється за допомогою верхнього меню: «Тип → Передачи».

Вид на екрані	Приклад заповнення
	Вибір здійснюється натиском лівої кнопки миші на відповідному типі передач, потім – «ОК».

6.1. Проектний розрахунок циліндричної передачі

Після запуску програми (п.п. 1-4 див. вище) перейти до слідуючих операцій, використовуючи верхнє меню: «Тип → Расчета → Проектировоч-

ний».

Для початку вводу даних необхідно вибрати у верхньому меню пункт «Данные». У з'явившомуся діалоговому вікні «Основные данные» заповнити слідуєчі поля.

Основные данные	Значення
Момент на выходе [Нм]	2000
Обороты на выходе [об/мин]	20
Передаточное число [-]	5
Требуемый ресурс [час]	17000
Число зацеплений:	
Шестерня	1
Колесо	1
Термообработка:	
Шестерня	Улучшение
Колесо	Улучшение
Режим работы	Постоянный
Крепление шестерни на валу:	
	симметрично, несимметрично, консольно

Натиснути кнопку «Продолжить».

При необхідності вводу додаткових даних натиснути кнопку «Ещё»

Вид на екрані	Приклад заповнення
Дополнительные данные	Межосевое расстояние (мм)
Межосевое расстояние [мм]	-
Коэффициент ширины колеса [-]	0,2
Модуль [мм]	-
Угол наклона зубьев [град]	10
Коэффициент смещения	
Шестерня	0
Колесо	0
Твердость поверхности зубьев	
Шестерня	35
Колесо	35
Число зубьев	
Шестерня	
Колесо	
<input type="checkbox"/> Возможен реверс	Возможность реверса
<input type="checkbox"/> Стандартное межосевое расстояние	Стандартное межосевое расстояние

Після завершення вводу усіх даних необхідно натиснути кнопку «Продолжить».

По закінченню вводу вихідних даних необхідно виконати у верхньому

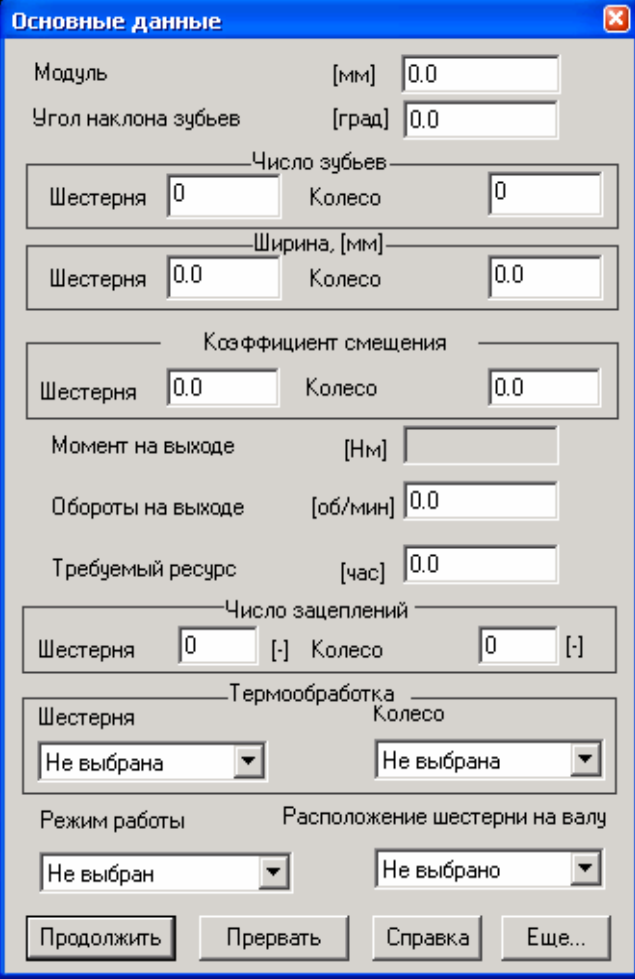
меню команду «Расчет». По закінченню розрахунків необхідно виконати команду «Результаты». Рекомендується вибрати пункт «Основные результаты». Якщо в ході аналізу отримані результати були неприйнятні, то при цьому необхідно змінити отримані результати, увівши додаткові необхідні дані, використовуючи кнопку «Еще» при введенні основних даних.

6.2. Перевірний розрахунок циліндричної передачі

За допомогою перевірного розрахунку визначається навантажувальна здатність передачі. Перевірний розрахунок можна виконувати двома способами:

- визначення максимального моменту при заданій довговічності;
- визначення довговічності при заданому навантаженні.

Для визначення максимального моменту при заданій довговічності після запуску програми (п.п. 1-4 див. вище) перейти до наступних операцій, використовуючи верхнє меню: «Тип → Расчета → Проверка по моменту».

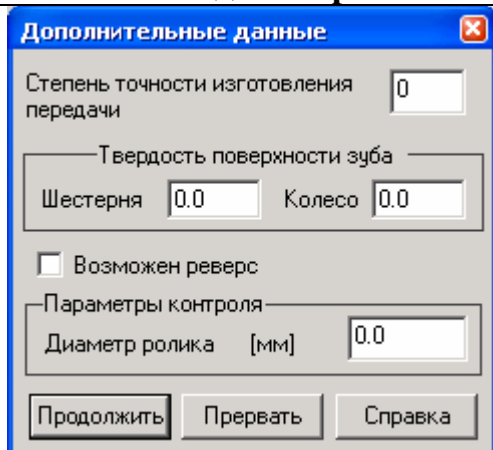
Вид на екрані	Приклад заповнення																																														
	<table> <tr> <td>Модуль (мм)</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>Угол наклона β</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>Число зубьев:</td> <td></td> </tr> <tr> <td> Шестерня</td> <td>20</td> </tr> <tr> <td> Колесо</td> <td>100</td> </tr> <tr> <td>Ширина:</td> <td></td> </tr> <tr> <td> Шестерня</td> <td>50</td> </tr> <tr> <td> Колесо</td> <td>45</td> </tr> <tr> <td>Коэфф. смещения</td> <td></td> </tr> <tr> <td> Шестерня</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td> Колесо</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Момент на выходе (Нм) не указывается</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Обороты на выходе (об/мин)</td> <td>20</td> </tr> <tr> <td>Требуемый ресурс (час)</td> <td>17000</td> </tr> <tr> <td>Число зацеплений:</td> <td></td> </tr> <tr> <td> Шестерня</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td> Колесо</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>Термообработка:</td> <td></td> </tr> <tr> <td> Шестерня</td> <td>Улучшение</td> </tr> <tr> <td> Колесо</td> <td>Улучшение</td> </tr> <tr> <td>Режим работы</td> <td>Постоянный</td> </tr> <tr> <td>Крепление шестерни на валу:</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Симметрично, несимметрично, консольно</td> <td></td> </tr> </table>	Модуль (мм)	5	Угол наклона β	10	Число зубьев:		Шестерня	20	Колесо	100	Ширина:		Шестерня	50	Колесо	45	Коэфф. смещения		Шестерня	0	Колесо	0	Момент на выходе (Нм) не указывается		Обороты на выходе (об/мин)	20	Требуемый ресурс (час)	17000	Число зацеплений:		Шестерня	1	Колесо	1	Термообработка:		Шестерня	Улучшение	Колесо	Улучшение	Режим работы	Постоянный	Крепление шестерни на валу:		Симметрично, несимметрично, консольно	
Модуль (мм)	5																																														
Угол наклона β	10																																														
Число зубьев:																																															
Шестерня	20																																														
Колесо	100																																														
Ширина:																																															
Шестерня	50																																														
Колесо	45																																														
Коэфф. смещения																																															
Шестерня	0																																														
Колесо	0																																														
Момент на выходе (Нм) не указывается																																															
Обороты на выходе (об/мин)	20																																														
Требуемый ресурс (час)	17000																																														
Число зацеплений:																																															
Шестерня	1																																														
Колесо	1																																														
Термообработка:																																															
Шестерня	Улучшение																																														
Колесо	Улучшение																																														
Режим работы	Постоянный																																														
Крепление шестерни на валу:																																															
Симметрично, несимметрично, консольно																																															

Для початку введення даних необхідно вибрати у верхньому меню пункт «Данные». У діалоговому вікні, що з'явилося, «Основные данные»

заповнити наступні поля.

Натиснути кнопку «Продолжить».

При необхідності вводу додаткових даних натиснути кнопку «Ещё»

Вид на екрані	Приклад заповнення
	Степень точности изготовления 8 Твердость поверхности зубьев HRC Шестерня 35 Колесо 35 Возможен реверс

Після завершення введення усіх даних натиснути кнопку «Продолжить».

По закінченню введення вихідних даних необхідно виконати команду «Расчет» у верхньому меню, потім команду «Результаты». Рекомендується вибрати пункт «Максимальный момент», «Основные результаты», «Параметры материала». Натиснувши кнопку «Продолжить» на екрані одержимо усі обрані пункти.

Результати розрахунків можна зберегти у файл (для наступної роздрук-ківки).

«Файл → Сохранить как»

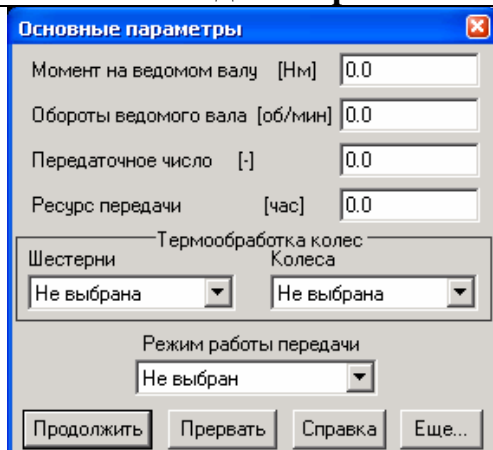
У вікні, що з'явилося, «Запись файла» виконати наступні дії:

1. Вибрати тип файлу: Текст у форматі RTF.
2. Задати ім'я файлу: Raschet
3. Натиснути кнопку «Сохранить» ↵ *Enter*

6.3. Проектний розрахунок конічної передачі

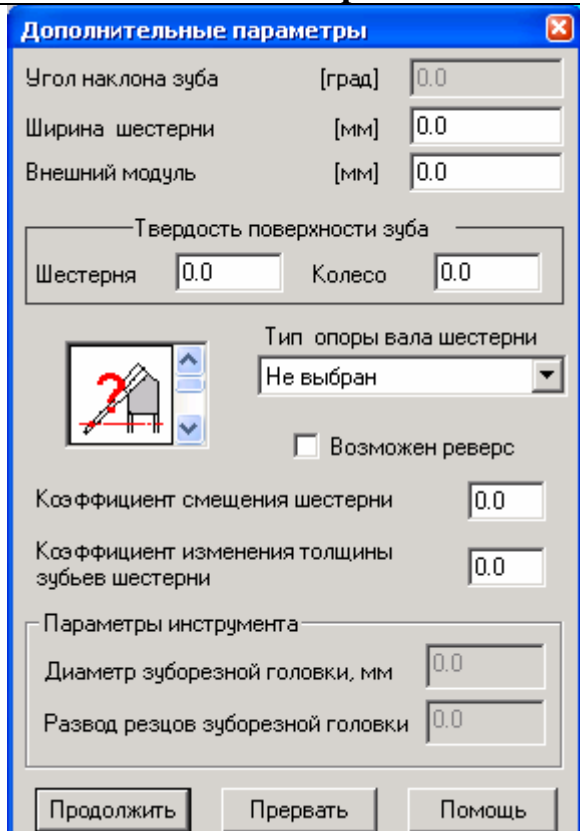
Після запуску програми (п.п. 1-4 див. вище) перейти до наступних операцій, використовуючи верхнє меню «Тип → Расчета → Проектировоч-ный».

Для початку введення даних необхідно вибрати у верхньому меню пункт «Данные». У діалоговому вікні, що з'явилося, «Основные парамет-ры» заповнити наступні поля.

Вид на екрані	Приклад заповнення																
	<table> <tr> <td>Момент на ведомом валу (<i>Нм</i>)</td> <td>2000</td> </tr> <tr> <td>Обороты на ведомом валу (<i>об/мин</i>)</td> <td>20</td> </tr> <tr> <td>Передаточное число</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>Требуемый ресурс (<i>час</i>)</td> <td>17000</td> </tr> <tr> <td>Термообработка:</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Шестерни</td> <td>Улучшение</td> </tr> <tr> <td>Колеса</td> <td>Улучшение</td> </tr> <tr> <td>Режим работы</td> <td>Постоянный</td> </tr> </table>	Момент на ведомом валу (<i>Нм</i>)	2000	Обороты на ведомом валу (<i>об/мин</i>)	20	Передаточное число	5	Требуемый ресурс (<i>час</i>)	17000	Термообработка:		Шестерни	Улучшение	Колеса	Улучшение	Режим работы	Постоянный
Момент на ведомом валу (<i>Нм</i>)	2000																
Обороты на ведомом валу (<i>об/мин</i>)	20																
Передаточное число	5																
Требуемый ресурс (<i>час</i>)	17000																
Термообработка:																	
Шестерни	Улучшение																
Колеса	Улучшение																
Режим работы	Постоянный																

Натиснути кнопку «Продолжить».

При необхідності вводу додаткових даних натиснути кнопку «Ещё...»

Вид на екрані	Приклад заповнення																		
	<table> <tr> <td>Ширина шестерни, <i>мм</i></td> <td>30</td> </tr> <tr> <td>Внешний модуль m_t, <i>мм</i></td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>Твердость поверхности зубьев HRC</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Шестерня</td> <td>35</td> </tr> <tr> <td>Колесо</td> <td>35</td> </tr> <tr> <td>Тип опоры вала шестерни</td> <td>Роликоподшипники</td> </tr> <tr> <td>Возможен реверс</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Коэфф. смещения шестерни</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Коэфф. изменения толщины зубьев шестерни</td> <td>0</td> </tr> </table>	Ширина шестерни, <i>мм</i>	30	Внешний модуль m_t , <i>мм</i>	3	Твердость поверхности зубьев HRC		Шестерня	35	Колесо	35	Тип опоры вала шестерни	Роликоподшипники	Возможен реверс		Коэфф. смещения шестерни	0	Коэфф. изменения толщины зубьев шестерни	0
Ширина шестерни, <i>мм</i>	30																		
Внешний модуль m_t , <i>мм</i>	3																		
Твердость поверхности зубьев HRC																			
Шестерня	35																		
Колесо	35																		
Тип опоры вала шестерни	Роликоподшипники																		
Возможен реверс																			
Коэфф. смещения шестерни	0																		
Коэфф. изменения толщины зубьев шестерни	0																		

Після завершення введення усіх даних необхідно натиснути кнопку «Продолжить».

По закінченню введення вихідних даних необхідно виконати команду у верхньому меню «Расчет». По закінченню розрахунків необхідно виконати команду «Результаты».

Якщо в ході аналізу отримані результати були неприйнятні, то при цьому необхідно змінити отримані результати, введенням додаткових

даних, використовуючи кнопку «Еще» при введенні основних даних.

Результати розрахунків можна зберегти у файл (для наступної роздру-
ківки).

Файл → Сохранить

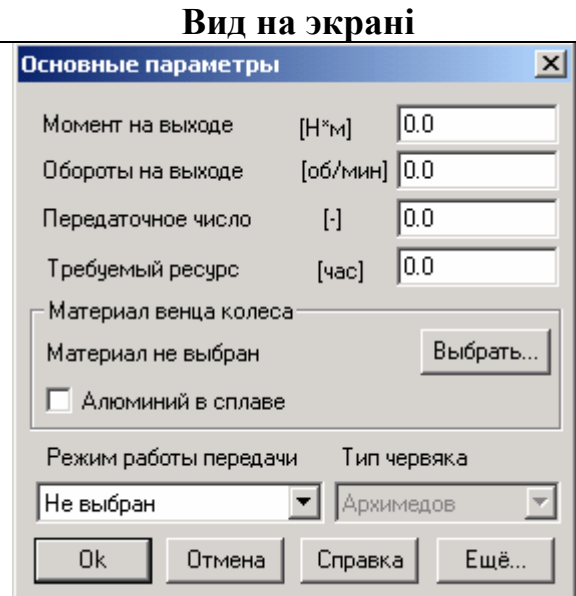
У вікні, що з'явилось, «Запись файла» виконати наступні дії:

1. Вибрати тип файлу: Текст у форматі RTF.
2. Задати ім'я файлу: Raschet
3. Натиснути кнопку «Сохранить» ↵ *Enter*

6.4 Проектний розрахунок черв'ячної передачі

Після запуску програми (п.п. 1-4 див. вище) перейти до наступних операцій, використовуючи верхнє меню «Тип → Расчета → Проектировоч-
ный».

Для початку введення даних необхідно вибрати у верхньому меню пункт «Данные». У діалоговому вікні, що з'явилось, «Основные парамет-
ры» заповнити наступні поля.

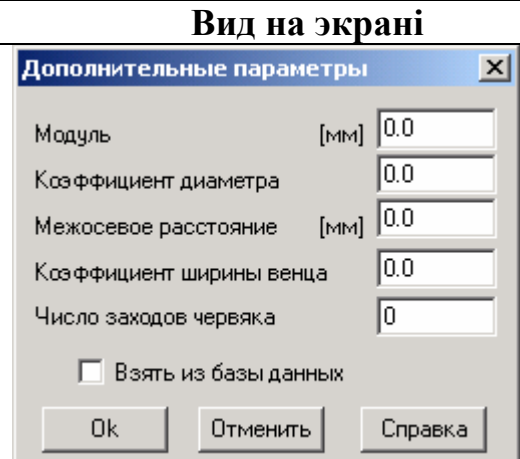
Вид на екрані	Приклад заповнення
	Момент на выходе (<i>Нм</i>) 2000 Обороты на выходе (<i>об/мин</i>) 20 Передаточное число 20 Требуемый ресурс (<i>час</i>) 17000 Материал венца колес: Выбрать материал: «В соответствии с заданием» Режим работы передачи Постоянный

Натиснути кнопку «Ок».

При необхідності вводу додаткових даних натиснути кнопку «Ещё...»

Після завершення введення усіх даних необхідно натиснути кнопку «Ок».

По закінченню введення вихідних даних необхідно виконати команду у верхньому меню «Расчет». По закінченню розрахунків необхідно вико-
нати команду «Результаты».

Вид на екрані	Приклад заповнення										
	<table> <tr> <td>Модуль, мм</td> <td>8</td> </tr> <tr> <td>Коэфф. диаметра</td> <td>12</td> </tr> <tr> <td>Межосевое расстояние</td> <td>200</td> </tr> <tr> <td>Коэфф. ширины венца</td> <td>0,3</td> </tr> <tr> <td>Число заходов червяка</td> <td>2</td> </tr> </table> <p><u>Примечание:</u> Можно взять из базы данных</p>	Модуль, мм	8	Коэфф. диаметра	12	Межосевое расстояние	200	Коэфф. ширины венца	0,3	Число заходов червяка	2
Модуль, мм	8										
Коэфф. диаметра	12										
Межосевое расстояние	200										
Коэфф. ширины венца	0,3										
Число заходов червяка	2										

Якщо в ході аналізу отримані результати були неприйнятні, то при цьому необхідно змінити отримані результати, введенням додаткових даних, використовуючи кнопку «Еще» при введенні основних даних.

Результати розрахунків можна зберегти у файл (для наступної роздрукування).

Файл → Сохранить

У вікні, що з'явилося, «Запись файла» виконати наступні дії:

1. Вибрати тип файлу: Текст у форматі RTF.
2. Задати ім'я файлу: Raschet
3. Натиснути кнопку «Сохранить» ↵ *Enter*

7. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАСТИХ ТА ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

7.1. Розрахунок циліндричної косозубої передачі

Вихідні дані: потужність, яка передається $P_1 = 17,3 \text{ кВт}$, кутова швидкість шестірні $\omega_1 = 94 \text{ рад/с}$, передаточне число $u = 6,3$, термін служби $L = 5$ років, кількість змін $z = 2$, коефіцієнт використання передачі за часом $K_z = 0,48$. Діаграма навантаження – рис.2.1, короткочасні перевантаження – до 200% від номінального. Передача реверсивна, вимоги до габаритів передачі – жорсткі.

а) **Призначення рівня твердості і виду термічної обробки зубчастих коліс** (п.2.1).

При жорстких вимогах до габаритів передачі призначаємо для шестірні і колеса об'ємне гартування з відпусканням, на твердість $H=45...50 \text{ HRC}$, границя витривалості при згині $\sigma_{Flimb} = 500...600 \text{ МПа}$ (табл. 2.1).

б) **Наближене визначення модуля передачі** (п.2.2).

Для косозубих передач

$$m'_n = 0,28 \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]_F} = 0,28 \sqrt[3]{184 \cdot 10^3 / 166} = 2,9 \text{ мм.}$$

Обертальний момент на шестірні

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 17,3 \cdot 10^3 / 94 = 184 \text{ Н·м.}$$

Число циклів навантажень зубців шестірні на першій ступіні діаграми навантаження

$$N_1 = 60 n_1 0,1 L_h = 60 \cdot 898 \cdot 0,1 \cdot 14016 = 75 \cdot 10^6.$$

$$\text{Тут } n_1 = 30 \omega_1 / \pi = 30 \cdot 94 / 3,14 = 898 \text{ хв}^{-1},$$

$$L_h = L 365 \cdot 8 z K_z = 5 \cdot 365 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 0,48 = 14016 \text{ годин.}$$

Оскільки $N_1 > 5 \cdot 10^4$, то $T_1 = T_{ном1}$.

Напруження, що допускаються, при розрахунку на згинальну міцність для реверсивної передачі попередньо визначають:

$$[\sigma]_F = \sigma_{F \text{ lim } b} / 3 = 500 / 3 = 166 \text{ МПа.}$$

Відповідно до ДСТ 9563 – 80 (табл.2.4) приймаємо $m'_n = 3 \text{ мм}$.

в) Вибір матеріалу для зубчастих коліс, визначення напружень, що допускаються (п.2.3).

Визначаємо наближені значення діаметрів вершин зубців шестірні і колеса, а також їхню ширину:

$$d'_{a1} = m' (z'_1 + 2) = 3 \cdot (20 + 2) = 66 \text{ мм;}$$

$$d'_{a2} = m'_n (z'_2 + 2) = m'_n (z'_1 u + 2) = 3 \cdot (20 \cdot 6,3 + 2) = 384 \text{ мм;}$$

$$b'_{w1} = b'_{w2} = 14 \cdot m'_n = 14 \cdot 3 = 42 \text{ мм.}$$

Наближене значення діаметра вала шестірні

$$d_{e1} = \sqrt[3]{T_1 / (0,2 [\tau]_{кр})} = \sqrt[3]{184 \cdot 10^3 / (0,2 \cdot 20)} = 38 \text{ мм.}$$

Визначаємо для шестірні $\frac{d'_{a1}}{d_{e1}} = \frac{66}{38} = 1,7 < 2$. Отже, шестірню виконує-

мо разом з валом (вал - шестірня).

Визначаємо товщину заготовки для шестірні і колеса (рис.2.2)

$$S_1 = \frac{d'_{a1}}{2} = \frac{66}{2} = 33 \text{ мм; } S_2 = 8 m'_n = 8 \cdot 3 = 24 \text{ мм.}$$

Відповідно до табл. 2.2 для шестірні і колеса призначаємо сталь 40Х ($S \leq 40 \text{ мм}$).

Механічні властивості сталі обраної марки наведені в табл. 2.2.

Визначаємо напруження, що допускаються, при розрахунку на згинальну міцність для шестірні, тому що при однакових матеріалах для шестірні і колеса розрахунок на згинальну міцність проводимо по шестірні:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{[S]} K_{FC} K_{FL} = \frac{550}{1,7} \cdot 0,7 \cdot 1 = 226 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[q]{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{120 \cdot 10^6}} < 1.$$

Приймаємо $K_{FL} = 1$.

Еквівалентне число циклів навантажень

$$N_{FE} = 60 n_1 L_h K_{FE} = 60 \cdot 898 \cdot 14 \cdot 0,16 = 120 \cdot 10^6.$$

Коефіцієнт еквівалентності навантаження (рис.2.1).

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^q t_i = 1^6 \cdot 0,1 + 0,7^6 \cdot 0,5 + 0,3^6 \cdot 0,4 = 0,16.$$

г) **Проектний розрахунок передачі на міцність зубців при згині** (п.2.4).

Визначаємо модуль передачі. При однакових напруженнях, що допускаються, розрахунок на згин проводимо по шестірні.

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2Y_F Y_\beta Y_\varepsilon K T_{\text{ном1}} \cos \beta}{\Psi_m z_1 [\sigma]_F}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 4,18 \cdot 0,92 \cdot 0,67 \cdot 1,3 \cdot 184 \cdot 10^3 \cdot \cos 12^\circ}{13 \cdot 18 \cdot 226}} = 2,9 \text{ мм.}$$

Вибираємо (табл.2.3) коефіцієнт $Y_F = 4,18$ по еквівалентному числу зубців шестірні

$$z_v = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{18}{\cos^3 12^\circ} = 19.$$

Визначаємо коефіцієнт, що враховує кут нахилу зубців

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{12}{140} = 0,92.$$

Визначаємо коефіцієнти, що враховує участь у зачепленні декількох пар зубців

$$Y_\varepsilon = \frac{1,1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1,1}{1,65} = 0,67;$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{113} \right) \right] \cos 12^\circ = 1,65.$$

Число зубців колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 6,3 = 113$.

Приймаємо $\Psi_m = 13$, $K = 1,3$.

Відповідно до ДСТ 9563-80 (табл.2.4) приймаємо $m_n = 3$ мм, що відповідає попередньо прийнятому модулю.

Визначаємо основні розміри зубчастих коліс (табл.2.7, рис.2.3), у тому числі

$$a_w = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{3 \cdot (18 + 113)}{2 \cdot \cos 12^\circ} = 200,5 \text{ мм.}$$

По ряду $R_a 40$ (табл.2.5) приймаємо $a_w = 200$ мм, уточнюємо кут β :

$$\beta_{\text{факт}} = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 a_w} = \arccos \frac{3 \cdot (18 + 113)}{2 \cdot 200} = 10^\circ 40';$$

$$d_{w1} = d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 18}{\cos 10^\circ 40'} = 54,96 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 113}{\cos 10^\circ 40'} = 345,04 \text{ мм};$$

$$b_{w2} = \psi_m m_n = 13 \cdot 3 = 39 \text{ мм};$$

$$b_{w1} = b_{w2} + 5 = 39 + 5 = 44 \text{ мм.}$$

По ряду $R_a 40$ (табл.2.5) приймаємо $b_{w2} = 40$ мм, $b_{w1} = 45$ мм.

д) Перевірний розрахунок передачі на згинальну та контактну міцність.

При окружній швидкості зубчастих коліс

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 54,96 \cdot 898}{60 \cdot 1000} = 2,6 \text{ м/с}$$

призначаємо 8-й ступінь точності, допустимий 9-й (табл. 3.1).

Коефіцієнт навантаження $K = K_\beta K_v K_\alpha = 1,4 \cdot 1,03 \cdot 1,18 = 1,7$.

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині зуба

$$K_\beta = 1,4 \text{ при } \psi_{bd} = \frac{b_{w1}}{d_1} = \frac{45}{54,96} = 0,82 \text{ і схемі передач 3 (рис. 3.1).}$$

Коефіцієнт динамічності навантаження $K_v = 1,03$ (табл.3.2).

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубцями:

$$K_\alpha = 1 + 0,06 (P_{CT} - 5) = 1 + 0,06 \cdot (8 - 5) = 1,18.$$

Розрахункове навантаження:

$$F_{tp} = F_t K = \frac{2 T_{ном1} K}{d_1} = \frac{2 \cdot 184 \cdot 10^3 \cdot 1,7}{54,96} = 11,3 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Визначаємо фактичний коефіцієнт запасу міцності в зубцях шестірні по згинальним напруженням (п.2.3, 2.4, 3.2)

$$S_F = \frac{\sigma_{F \text{ limb}} K_{FC} K_{FL}}{\sigma_F} = \frac{550 \cdot 0,7 \cdot 1}{215} = 1,79 > 1,7,$$

де розрахункові напруження

$$\sigma_F = \frac{F_{tp} Y_F Y_\beta Y_\varepsilon}{b_{w1} m_n} = \frac{11,3 \cdot 10^3 \cdot 4,18 \cdot 0,92 \cdot 0,67}{45 \cdot 3} = 215 \text{ МПа}.$$

Визначаємо фактичний коефіцієнт запасу міцності для колеса та шестерні по контактним напруженням (п. 2.3, 2.5, 3.2):

$$S_{H_2} = \frac{\sigma_{H \text{ limb}} K_{HL_2}}{\sigma_H} = \frac{1000 \cdot 1,1}{980} = 1,12;$$

$$S_{H_1} = \frac{\sigma_{H \text{ limb}} K_{HL_1}}{\sigma_H} = \frac{1000 \cdot 1}{980} = 1,02,$$

де розрахункові напруження

$$\sigma_H = 490 Z_k \sqrt{\frac{F_{tp}}{b_{w2} d_1} \frac{u+1}{u}} = 490 \cdot 0,82 \sqrt{\frac{11,3 \cdot 10^3}{40 \cdot 54,96} \cdot \frac{6,3+1}{6,3}} = 980 \text{ МПа},$$

тут $Z_k = 0,82$ при $u = 6,3$ і $z_1 = 18$ (рис. 3.2).

Коефіцієнт довговічності (для колеса та шестерні):

$$K_{HL_2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_{HE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{55 \cdot 10^6}{33 \cdot 10^6}} = 1,1; \quad K_{HL_1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_{HE_1}}} = \sqrt[6]{\frac{55 \cdot 10^6}{208 \cdot 10^6}} < 1.$$

Призначаємо $K_{HL_1} = 1$.

Еквівалентне число циклів навантажень:

$$N_{HE_2} = 60 n_2 L_h K_{HE} = 60 \cdot 142 \cdot 14 \cdot 0,28 = 33 \cdot 10^6,$$

$$N_{HE_1} = N_{HE_2} u = 33 \cdot 10^6 \cdot 6,3 = 208 \cdot 10^6.$$

Частота обертання колеса:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{898}{6,3} = 142 \text{ хв}^{-1}.$$

Коефіцієнт еквівалентності навантаження (рис.2.1):

$$K_{HE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\text{max}}} \right)^3 t_i = 1^3 \cdot 0,1 + 0,7^3 \cdot 0,5 + 0,3^3 \cdot 0,4 = 0,28.$$

Оскільки $S_{H_1} < 1,1$ призначаємо $b_{w1} = b_{w2} = 50 \text{ мм}$ та робимо перерахунок. Остаточне значення $\sigma_H = 874 \text{ МПа}$ та $S_{H_1} = 1,14 > 1,1$.

Фактичні коефіцієнти запасу міцності перевищують рекомендовані, отже, міцність зубців по згинальним і контактним напруженням забезпечена.

Перевіряємо міцність зубців при короткочасних перевантаженнях (п. 3.5).

Умова міцності:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}} = 874\sqrt{2} = 1240 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{H \max};$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} = 215 \cdot 2 = 430 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F \max};$$

$$[\sigma]_{H \max} = 40 \text{ HRC} = 40 \cdot 45 = 1800 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_{\sigma} = 0,8 \cdot 1700 = 1360 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконана.

е) Конструювання шестірні і колеса.

Циліндричні колеса з $d_a = 250 \dots 600 \text{ мм}$ виготовляють у виді дисків полегшеної форми (рис. 5.1б). Розміри конструктивних елементів наведені в п. 5.1.

Діаметр маточини $d_m = 1,7d_{\sigma 2} = 1,7 \cdot 70 = 119 \text{ мм}$. Приймаємо $d_m = 120 \text{ мм}$;

$$d_{\sigma 2} \cong \sqrt[3]{\frac{T_1 u}{0,2 [\tau]_{\text{кр}}}} = \sqrt[3]{\frac{184 \cdot 10^3 \cdot 6,3}{0,2 \cdot 20}} = 70 \text{ мм}; \quad T_2 \cong T_1 u.$$

Довжина маточини $l_m = (1,0 \dots 1,5) d_{\sigma 2} \geq b_{w2}$. Приймаємо $l_m = d_{\sigma 2} = 70 \text{ мм}$.

7.2. Розрахунок черв'ячної передачі

Вихідні дані: потужність, що передається $P_1 = 10 \text{ кВт}$; кутова швидкість черв'яка $\omega_1 = 150 \text{ рад/с}$; передаточне число $u = 20$; термін служби $L = 5$ років, кількість змін $z = 1$, коефіцієнт використання передачі за часом $K_z = 0,8$. Діаграма навантаження – рис.2.1, короткочасні перевантаження – до 200% від номінального навантаження. Передача реверсивна.

а) **Вибір матеріалу.**

По табл.4.1 приймаємо $z_1 = 2$ і визначаємо $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 20 = 40$.

Орієнтовне значення швидкості ковзання:

$$V_k = \frac{n_1}{1950} \sqrt[3]{\frac{T_{\text{НОМ}2}}{z_2^2}} = \frac{1430}{1950} \cdot \sqrt[3]{\frac{1013 \cdot 10^3}{40^2}} = 6,3 \text{ м/с}.$$

$$\text{Частота обертання } n_1 = \frac{30 \omega_1}{\pi} = \frac{30 \cdot 150}{3,14} = 1430 \text{ хв}^{-1}.$$

Обертальний момент на колесі ($\eta = 0,8 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97 = 0,76$ - п.4.11):

$$T_2 = T_1 \text{ и } \eta = \frac{P_1 \text{ и } \eta}{\omega_1} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 20 \cdot 0,76}{150} = 1013 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Число циклів навантажень зубців колеса на 1-й ступіні діаграми (Рис.2.1, п.2.2):

$$N_1 = 0,1 L_h n_2 60 = 0,1 \cdot 11680 \cdot 72 \cdot 60 = 5 \cdot 10^6;$$

$$L_h = L \cdot 365 \cdot 8 \cdot z K_z = 5 \cdot 365 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 0,8 = 11680 \text{ годин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{1430}{20} = 72 \text{ хв}^{-1}.$$

Оскільки $N_1 > 5 \cdot 10^4$, то $T_2 = T_{ном2}$.

По табл. 4.2 приймаємо для черв'яка сталь 40Х, ТО – гартування з відпусканням $H=45...50$ НРС. Для колеса - бронзу Бр010Ф1, виливка у пісок, $[\sigma]_H^\circ = 160$ МПа.

б) Визначення напружень, що допускаються (п.4.2).

Напруження, що допускаються, при розрахунку на контактну міцність

$$[\sigma]_H = [\sigma]_H^\circ K_{HL} = 160 \cdot 1 = 160 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{1,1 \cdot 10^7}} \cong 1.$$

Еквівалентне число циклів навантажень

$$N_{HE} = 60 n_2 L_h K_{HE} = 60 \cdot 72 \cdot 11680 \cdot 0,22 = 1,1 \cdot 10^7.$$

Коефіцієнт еквівалентності навантаження

$$K_{HE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 t_i = 1^4 \cdot 0,1 + 0,7^4 \cdot 0,5 + 0,3^4 \cdot 0,4 = 0,22.$$

Напруження, що допускаються, при розрахунку на згинальну міцність

$$[\sigma]_{F_{-1}} = [\sigma]_{F_{-1}}^\circ K_{FL} = 36 \cdot 0,87 = 31 \text{ МПа}; [\sigma]_{F_{-1}}^\circ = 36 \text{ МПа (табл.4.4)}.$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{6 \cdot 10^6}} = 0,87.$$

Еквівалентне число циклів навантажень

$$N_{FE} = 60 n_2 L_h K_{FE} = 60 \cdot 72 \cdot 11680 \cdot 0,12 = 6 \cdot 10^6.$$

Коефіцієнт еквівалентності навантаження

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 t_i = 1^9 \cdot 0,1 + 0,7^9 \cdot 0,5 + 0,3^9 \cdot 0,4 = 0,12.$$

в) **Визначення розрахункового навантаження** (п.4.4).

$$T_{p2} = T_{ном2} K = T_{ном2} K_{\beta} K_v = 1013 \cdot 1,04 \cdot 1,1 = 1159 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Коефіцієнт концентрації навантаження

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X) = 1 + \left(\frac{40}{86} \right)^3 \cdot (1 - 0,57) = 1,04.$$

Коефіцієнт деформації черв'яка $\theta = 86$ (табл.4.6, 4.7, при $q = 0,25 \cdot z_2 = 0,25 \cdot 40 = 10$).

$$X = \sum \frac{T_i}{T_{\max}} t_i = 1 \cdot 0,1 + 0,7 \cdot 0,5 + 0,3 \cdot 0,4 = 0,57.$$

Коефіцієнт динамічності навантаження $K_v = 1,1$ при $V_k = 6,3 \text{ м/с}$ і 7-му ступені точності (табл.4.8).

г) **Проектний розрахунок передачі.**

Міжосьова відстань

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{z_2 \frac{[\sigma]_H}{q}} \right)^2 T_{p2} }, \text{ мм.}$$
$$a_w = \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{40 \cdot \frac{160}{10}} \right)^2 \cdot 1159 \cdot 10^3 } = 217 \text{ мм.}$$

Модуль

$$m = \frac{2 a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 217}{10 + 40} = 8,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m = 10 \text{ мм}$ (табл.4.9).

д) **Визначення основних розмірів передачі** (табл.4.10, рис.4.1).

$$a_w = 0,5 (q + z_2) m = 0,5 \cdot (10 + 40) \cdot 10 = 250 \text{ мм.}$$

$$d_1 = q m = 10 \cdot 10 = 100 \text{ мм}; d_2 = z_2 m = 40 \cdot 10 = 400 \text{ мм.}$$

$$b_{w2} \leq 0,75 d_{a1} = 0,75 \cdot 120 = 90 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = m (q + 2) = 10 \cdot (10 + 2) = 120 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b_{w2} = 90 \text{ мм}$ (табл.2.5).

Кут нахилу зубців $\gamma = \arctg z_1 / q = \arctg 2 / 10 = 11^\circ 30'$.

е) **Уточнення значення швидкості ковзання** (п.4.7).

$$V_k = \frac{\pi m n_1}{60000} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{3,14 \cdot 10 \cdot 1430}{60000} \sqrt{2^2 + 10^2} = 7,5 \text{ м/с.}$$

Призначені матеріали для передачі і ступінь точності виготовлення відповідають уточненому значенню швидкості ковзання.

ж) **Перевірочний розрахунок зубців черв'ячного колеса.**

Контактні напруження (п.4.8):

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w}\right)^3} T_{P2}, \quad \sigma_H = \frac{170}{\frac{40}{10}} \sqrt{\left(\frac{\frac{40}{10} + 1}{250}\right)^3} \cdot 1159 \cdot 10^3 = 128 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma_H] = 160 \text{ МПа}$$

Згинальні напруження (п.4.8)

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K Y_F \cos \gamma}{1,3 m^2 q}, \text{ МПа;}$$

$$\sigma_F = \frac{5065 \cdot 1,14 \cdot 1,5 \cdot \cos 11^\circ 30'}{1,3 \cdot 10^2 \cdot 10} = 6,5 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F-1} = 31 \text{ МПа.}$$

$$F_{t2} = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 1013 \cdot 10^3 / 400 = 5065 \text{ Н.}$$

$$K = K_\beta \quad K_v = 1,04 \cdot 1,1 = 1,14; \quad Y_F = 1,5 \text{ (табл.4.11).}$$

Перевірка міцності зубців по короткочасних перевантаженнях (п.4.10).

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max 2}}{T_{\text{ном}2}} = 6,5 \cdot 2 = 13 \text{ МПа} < [\sigma]_{F \max},$$

$$[\sigma]_{F \max} = 100 \text{ МПа (табл.4.5).}$$

з) **Тепловий розрахунок редуктора** (п.4.11).

Необхідна площа поверхні охолодження редуктора:

$$A \geq \frac{P_1(1 - \eta)}{k[\Delta t]} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,76)}{15 \cdot 60} = 2,7 \text{ м}^2.$$

Отримана площа повинна бути узгоджена з фактичною після розробки робочих креслень корпусу редуктора.

і) **Конструювання черв'ячного колеса і черв'яка** (п.5.2).

При $d_{a2} \geq 400 \text{ мм}$ конструкція черв'ячного колеса показана на рис.5.6, розміри конструктивних елементів приймають такими ж, як і для зубчастих коліс (п.5.1). Можлива конструкція черв'яка приведена на рис.5.7.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х тт. М.: Машиностроение, 1992.
2. Баласанян Р.А. Атлас деталей машин: Навч. посібник для техн. вузів. – Х.: Основа, 1996. – 256 с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин: Учеб. для вузов. – 4-е изд., испр. М.: Высш. шк., 1986. – 359 с.: ил.
4. Детали машин: Атлас конструкций. Уч. пособие для машиностроительных вузов / В.Н. Беляев, И.С. Богатырев, А.В. Буленже и др., Под ред. Проф. Д.Н. Решетова. – 4-е изд., Перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. – 367с.
5. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей маши: Учеб. пособ. для машиностроит. Спец. Вузов. – 4-е изд., Перераб и доп. – М.: Высшая школа, 2001. – 447с.
6. Заблонский К. И. Детали маши: Учебник для студ, машиностроит. спец. вузов. К.: Высшая школа, 1985. – 518с.
7. Иванов М. Н. Детали машин: Учебник для вузов 5-е изд. перераб. М.: Высшая шк., 2002. – 408с.
8. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебное пособие студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 1975. – 550с.
9. Иосилевич Г.Б. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1988. – 368с.
10. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Расчет и проектирование деталей машин. - Х.: Основа, 1991.- 276с.
11. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность, трение, износ, смазка. Т. IV – 1. Под ред. Решетова Д.Н. – М.: Машиностроение, 1995.
12. Орлов П.Н. Основы конструирования. В 2-х тт. - М.: Машиностроение, 1988.
13. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник для студ. вузів. – Львів.: Вища шк., 2003. – 560с.
14. Перель Л. Я. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроителя. 1992. – 606с.
15. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач. Учеб. Пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – 5-е изд., Перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560с.
16. Решетов Д. Н. Детали машин: Учеб. для студ. машиностр. и мех. спец. вузов. 4-е изд. перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с.
17. Устименко В.П. и др. Основы проектирования деталей машин. Учеб. Пособие для вузов./ В.Л. Устименко, Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян/ Ред Н.И. Юркевич – Харьков.: Вища школа., 1983. – 181с.

18. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. – Учеб. пособие для вузов. Киев.: «Вища школа». Головное изд-во, 1979. – 128с.
19. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. М. Изд-во АПН., 2000.-472с.
20. Шелофаст В.В., Чугунова Т.Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач. М. Изд-во АПН., 2004.-240 с.